

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 АГЕНТСТВА УКРАИНЫ
INSTITUTE OF TECHNICAL MECHANICS OF THE NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE AND NATIONAL
SPACE AGENCY OF UKRAINE
НАУКОВО - ВИРОБНИЧЕ ПІДПРИЄМСТВО «УКРТРАНСАКАД»
НАУЧНО - ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ «УКРТРАНСАКАД»
SCIENTIFIC AND PRODUCTION ENTERPRISE «UKRTRANSAKAD»

ХІІІ Міжнародна конференція
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження
ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

ХІІІ Международная конференция
ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава,
энергосбережение
ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ

13th International Conference
PROBLEMS OF THE RAILWAY
TRANSPORT MECHANICS
Safety of Motion, Dynamics, Strength of Rolling Stock and Energy Saving
ABSTRACTS

Дніпропетровськ
2012

П68
УДК 625.1/5

Редакционная коллегия:

Е. П. Блохин (гл. редактор)
В. Л. Горобец
И. В. Клименко (компьютерное оформление)
М. Л. Коротенко
С. А. Кострица
В. В. Рыбкин
В. Ф. Ушкалов (зам. гл. редактора)

Editorial Board:

Ye. P. Blokhin (Editor-in-Chief)
V. L. Gorobets
I. V. Klimenko (computer design)
M. L. Korotenko
S. A. Kostritsa
V. V. Rybkin
V. F. Ushkalov (vice Editor-in-Chief)

Адрес редакционной коллегии:

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

П68

Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение. XIII Международная конференция. Тезисы докладов. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2012. – 160 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, includin high-speed rolling stock, wheel/rail wear, safety of motion are presented in the abstracts.



**Шановні учасники
XIII Міжнародної конференції
«Проблеми механіки
залізничного транспорту:
Безпека руху, динаміка,
міцність рухомого складу
та енергозбереження»!**

Від залізниць України та від себе особисто сердечно вітаю вас із початком роботи конференції, яка традиційно проходить у Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Приємно, що в роботі цих конференцій беруть участь представники вищих навчальних закладів, науково-дослідних інститутів, залізниць, локомотиво- і вагонобудівних заводів Азії, Америки, Африки і Європи.

Обмін знаннями й досвідом учених та інженерів, що представляють наукові школи різних країн, особливо важливий в умовах глобалізації економіки й поглиблення інтеграційних процесів.

Залізниці України, забезпечуючи зростаючі потреби у перевезеннях, сприяють не тільки розвитку промислового потенціалу країни, але і є каталізатором істотного зростання економіки України в цілому.

Важливо, що на XIII Міжнародній конференції серед інших розглядаються проблеми безпеки руху, які поряд з питаннями екології, як і раніше, залишаються головними.

Певен, що результати роботи конференції будуть сприяти подальшому розвитку залізничного транспорту й транспортного машинобудування.

Бажаю вам успішної роботи, творчого натхнення, міцного здоров'я, миру й добра.

Генеральний директор Укрзалізниці

В. В. Козак

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Сергиенко Н. И. Развитие подвижного состава для пассажирских перевозок на железных дорогах Украины.....	13
2. Арбузов М. А. Дослідження горизонтальної поперечної жорсткості рейко-шпальної решітки суміщеної колії.....	15
3. Артамонов Е. И. Особенности обработки результатов тормозных бросковых испытаний вагонов.....	16
4. Атаманчук Н. А., Цыганская Л. В. Исследование возможностей совершенствования формы и увеличения размеров котла вагона-цистерны.....	16
5. Балтабаев А. С. Модернизация полувагонов и снегоуборочной техники.....	17
6. Басс К. М., Кравец В. В., Кравец Т. В. Определение плана, продольного и поперечного профиля железнодорожного пути в кривых на высокоскоростных магистралях.....	18
7. Безрукавый Н. В. Влияние высокочастотных вибраций на коэффициент запаса устойчивости вагона против схода с рельсов при всползании гребня колеса на рельс.....	18
8. Беляев Г. Д. Учет гироскопических моментов несущих элементов колесной пары в теории проектирования высокоскоростного железнодорожного транспорта.....	19
9. Беспалько С. В., Богачев В. И. К вопросу о влиянии параметров днища на напряженное состояние котла железнодорожной цистерны.....	20
10. Блохин Е. П., Грановский Р. Б., Дзичковский Е. М., Кривчиков А. Е., Грановская Н. И., Циюпа А. Результаты ходовых динамических приемочных испытаний дизельного поезда 630М производства АО PESA (Польша).....	21
11. Блохин Е. П., Коротенко М. Л., Клименко И. В. Влияние рамной силы на сход колеса с рельса.....	22
12. Блохин Е. П., Кострица С. А., Султан А. В., Дзичковский Е. М., Кривчиков А. Е., Товт Б. Н., Циюпа А. Результаты прочностных испытаний дизельного поезда модели 630М.....	23
13. Блохин Е. П., Мямлин С. В., Сергиенко Н. И., Рейдемейстер А. Г., Воробьев Н. К. Об одной существенной причине необычного износа колес и рельсов.....	24
14. Боднар Б. Є., Очкасов О. Б., Децюра О. Я., Черняев Д. В. Контроль технічного стану тепловозного дизеля.....	25
15. Бондарев О. М., Ягода Д. О., Скобленко В. М., Ковальчук С. В. Експериментально-теоретична оцінка показників міцності корпусів тягових редукторів електропоїздів серій EP2 та EP9 зварної конструкції КЕВРЗ.....	26
16. Бондаренко І. О., Курган Д. М. Вирішення задач надійності системи на основі моделювання напружено-деформованого стану залізничної колії засобами теорії розповсюдження пружних хвиль.....	27
17. Бондаренко І. О., Курган Д. М., Савлук В. Є. Визначення методики модуля пружності підрейкової основи за результатами експериментальних вимірювань показників взаємодії колії і рухомого складу.....	28

18.	Бондаренко А. И., Цыганская Л. В. Оптимизация конструктивных параметров вагонов-платформ для перевозки крупнотоннажных контейнеров	29
19.	Бондаренко Б. М., Профатилов В. І., Разгонов А. П. Метод розрахунку електромагнітних зусиль реле першого класу надійності.....	30
20.	Бороненко Ю. П., Комарова А. Н. Оценка энергоэффективности нетягового подвижного состава	31
21.	Бурейка Г., Людвинавичюс Л. Оценка аварийности на железнодорожных переездах Литвы	31
22.	Бучинскас В., Субачюс Р., Лунис О. Анализ проблем при торможении вагонов формируя составы	32
23.	Бызов В. В., Кузнецов В. А., Попков С. В., Самойлов А. О. Технология проектирования вибро и противоударной амортизации для снижения динамических нагрузок на механизмы и оборудование	33
24.	Быков В. А., Зубачев В. О. Компьютерное моделирование условий движения и схода грузового поезда	33
25.	Вайчюнас Г., Гялумбицкас Г., Лингайтис Л. Проблемы износа колесных пар при обновлении парка подвижного состава	34
26.	Вакуленко І. О., Пройдак С. В., Наєждін Ю. Л. Вплив структурних перетворень при експлуатації залізничних коліс на формування ушкоджень.....	35
27.	Варава В. И., Левит Г. М., Мамонтов С. В. Обоснование характеристик рессорного подвешивания грузового вагона.....	36
28.	Варава В. И., Левит Г. М., Мамонтов С. В. Обоснование характеристик рессорного подвешивания пассажирского вагона	37
29.	Візняк Р. І., Ловська А. О. Удосконалення конструкції вагонів платформ з метою підвищення їх збереження при експлуатації в міжнародному залізнично-водному сполученні.....	38
30.	Воронова Н. И. Совершенствование модернизации вагонов-цистерн	39
31.	Гаркави Н. Я., Федоров Е. Ф., Карпенко В. В., Заболотный А. Н., Клименко И. В., Литвиненко О. Н. К вопросу о вписывании подвижного состава в габарит.....	40
32.	Горбунов Н. И., Слащов В. А., Ковтанец М. В., Просвирова О. В. Экспериментальное обоснование выбора эффективного метода повышения сцепления в системе «колесо-рельс».....	41
33.	Горобец В. Л., Пулария А. Л., Лесничий А. Ю. Анализ повреждений несущих конструкций вагонов промышленного транспорта	42
34.	Горобец В. Л., Пулария А. Л., Рыжов С. В. Типичные повреждения несущих конструкций локомотивов промышленного транспорта и причины их вызывающие	43
35.	Гречко А. В., Водяніков Ю. Я., Шелейко Т. В. Випробування кліщового механізму дискової гальмівної системи на опір циклічному навантаженню.....	44
36.	Гриндей П. О., Гриндей О. О. Дослідження динамічної навантаженості кузова вагона електропоїзда ЕР1	45
37.	Даценко В. Н. Определение давления сыпучего груза на торцевую стенку при продольных соударениях вагонов	46

38.	Дьомін Р. Ю., Браславець Ю. В., Ліщинський О. В. Удосконалення технології усунення втомних руйнувань в несучих конструкціях тягового рухомого складу	47
39.	Дьомін Р. Ю., Федорович О. С., Константіди В. С. Застосування статистичних методів до аналізу дефектів бокових рам візків вантажних вагонів.....	48
40.	Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. До оцінки показників безпеки руху і комфортності їзди швидкісного рухомого складу	49
41.	Джаганян А. В., Луценко Г. Г., Учанин В. Н., Опанасенко А. В., Никоненко А. Н. Автоматизированные системы комплексной дефектоскопии осей и колесных пар подвижного состава.....	50
42.	Дзензерский В. А., Ефименко А. Ю., Дерий А. Г., Иванов В. А. Исследование деформационных свойств, структуры и коррозионной стойкости РА-СА-SN сплавов и лент для безуходных свинцово-кислотных аккумуляторов (VRLA)	51
43.	Дзензерский В. А., Казача Ю. И., Шнуровой С. В., Иванов В. А., Бурылов С. В., Скосарь В. Ю. Исследование механических свойств Pb-Ca-Sn сплавов и лент для токоотводов герметизированных свинцово-кислотных аккумуляторов (VRLA).....	52
44.	Дзензерский В. А., Кузнецова Т. И., Радченко Н. А., Хачапуридзе Н. М. Сравнение конструктивных схем электродинамических транспортных систем с плоской путевой структурой.....	53
45.	Донченко А. В., Шелейко Т. В. Можливі шляхи зниження пошкоджуваності вагонних коліс.....	54
46.	Емельянов И. Г., Миронов В. И., Якушев А. В. Определение контактного давления для котла вагона-цистерны.....	55
47.	Заболотний О. М. Щодо оптимальних технічних характеристик поглинаючого апарату еластомірного типу, що розроблено в ДПТі	55
48.	Зайцев Н. Н., Новиков В. Ф., Воскобойник В. Э., Бурылов С. В., Дзензерский В.А. Исследование кругового синхронного генератора с постоянными магнитами	56
49.	Зимакова М. В., Третьяков А. В., Сараев А. С. Оценка остаточного ресурса вагонов-цистерн на основе учета деградации физико-математических свойств металлов.....	57
50.	Kalivoda J., Bauer P. Active Controlled Wheelset Steering for improved Curving Performance.....	58
51.	Кеглин Б. Г. Совершенствование математической модели эластомерного поглощающего аппарата.....	59
52.	Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шлюшенков А. П., Васильев А. С. Разработка конструкции и математическое моделирование фрикционных поглощающих аппаратов с объемными распорными узлами	59
53.	Кожокарь К. В., Тохчукова М. Р., Цыганская Л. В. Создание скоростного вагона-платформы для перевозки контейнеров.....	60
54.	Козлов П. В. Расчет и экспериментальная оценка устойчивости сочлененного вагона от схода колеса с рельса	61

55.	Колот А. В. Применение энергосберегающей технологии ускоренного старения боковых балок тележек локомотивов для повышения качества и надежности.....	61
56.	Колот В. А., Колот А. В. Резервы повышения ресурса бандажей колесных пар.....	62
57.	Комарова А. Н. Оценка энергоэффективности нетягового подвижного состава.....	63
58.	Константіді В. С., Трегуб А. І., Яценко Л. Ф. Застосування комплексу матеріалознавчих методів для дослідження втомного руйнування бандажів	64
59.	Корженевич И. П., Курган Н. Б., Хмелевская Н. П. Определение возвышений наружного рельса, исходя из минимума износа рельсов	65
60.	Корольков Е. П., Дмитрусенко Н. С., Ряднов А. В. К вопросу об увеличении процента отбраковки колесных пар по выкрашиванию	66
61.	Коссов В. С., Бидуля А. Л., Краснов А. Г., Акашев М. Г. Результаты эксплуатационных испытаний геометрически-силового метода оценки состояния пути.....	67
62.	Кострица С. А. К вопросу о гармонизации норм по оценке прочности моторвагонного подвижного состава действующих на Украине и в странах Евросоюза.....	68
63.	Кострица С. А., Товт Б. М. Оптимізація несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA.....	69
64.	Кочетков Е. В. Применение кругов Мора для записи процесса изменения тензора напряжений в колесах железнодорожного транспорта.....	70
65.	Краснов О. Г., Астанин Н. Н. Прогнозирование сил взаимодействия колес грузовых порожних вагонов и железнодорожного пути.....	71
66.	Кудашко І. І. Дизельний двигун як джерело механічної енергії.....	72
67.	Кузьмин А. Б., Оганьян Э. С. Исследование напряженно-деформированного состояния корпуса автосцепки СА-3 и СА-4 при нормативных нагрузках при номинальных размерах и с учетом износа.....	73
68.	Кукушина Н. А. Разработка методики и расчет условий прохождения сочлененными платформами сортировочных горок.....	74
69.	Курган М. Б., Байдак С. Ю. Характеристика швидкісного руху поїздів	74
70.	Курган Н. Б., Байдак С. Ю., Гусак М. А. Влияние на износ рельсов параметров устройства пути.....	75
71.	Курган М. Б., Черняков М. М. Проектування поздовжнього профілю криволінійного обрису	76
72.	Kuře G., Soukup M., Babka J. How to increase strength and reliability of railway bogies (Увеличение мощности и надежности железнодорожных вагонов).....	78
73.	Лашер А. Н., Уманов М. И., Фришман Е. М., Пришедько Е. Н. Методика комплексной оптимизации магнитолевитирующих транспортных систем	79
74.	Левит Г. М., Мамонтов С. В. Функционирование гидрогасителей в зимнее время.....	80
75.	Лесничий В. С., Сухих И. В. Особенности технического обслуживания и ремонта тележек грузовых вагонов моделей 18-9810, 18-9855, 18-9889, 18-9890.....	81

76.	Линник Г. О., Курган А. М. Аналіз впливу конструкції перехідних ділянок на підходах до мостів на взаємодію рухомого складу й колії.....	82
77.	Луханін М. І., Мямлін С. В., Недужа Л. О., Швець А. О. Вплив технічного стану ковзунів на динамічні показники вантажних вагонів.....	83
78.	Луценко Г. Г., Учанин В. Н., Мищенко В. П., Никоненко А. Н. Вихретоковый контроль узлов подвижного состава в условиях эксплуатации.....	84
79.	Малишев Ю. В., Чернишова О. С., Дзюба С. Ю. Витрати на поточне утримання колії на ділянках гальмування.....	85
80.	Манашкин Л. А., Мямлин С. В. К вопросу о моделировании процессов износа железнодорожных колес и рельсов.....	86
81.	Мартинов І. Е., Юдін В. О. Дослідження факторів, що впливають на момент опору тертя буксових підшипників.....	87
82.	Миронов В. И., Емельянов И. Г., Якушев А. В. Модель циклической деградации материала в расчетах долговечности тонкостенных оболочек	88
83.	Миронов В. И., Якушев А. В. Континуальное описание усталостного процесса в сталях вагонов	89
84.	Мостович А. В., Коломієць О. П., Петренко В. О., Бідун О. М. Система виявлення несправностей ходових частин рухомого складу.....	90
85.	Мунгин А. А. Разработка новых подходов к проведению стандартных испытаний на осевое сжатие образцов из хрупких материалов.....	91
86.	Мурадян Л. А., Анофриев В. Г. Дослідження зносостійкості коліс різник марок сталей.....	91
87.	Мурадян Л. А., Бабаєв А. М., Сорокалет А. В. Дослідження експлуатаційних властивостей накладок для дискових гальм пасажирських вагонів виробництва ПАТ «Трібо»	92
88.	Мурадян Л. А., Мищенко А. А., Бруякин В. К. Исследование показателей надежности в эксплуатации новой вагонной техники	93
89.	Мямлин С. В. Теоретические исследования динамики межрегионального двухсистемного электропоезда производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод»	94
90.	Мямлин С. В., Бубнов В. М., Хохуля И. Л., Манкевич Н. Б. Результаты испытаний рамы боковой и балки надрессорной тележки грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс модели 18-1711	95
91.	Мямлін С. В., Кебал Ю. В., Губерна Н. А. Поліпшення якості ремонту та технічного обслуговування пасажирських вагонів нового покоління	95
92.	Мямлін С. В., Кебал Ю. В., Пшенько В. О., Колесников С. Р. Розробка конструкторської та технологічної документації на вагони-цистерни	97
93.	Науменко Н. Е., Соболевская М. Б., Сирота С. А., Хижа И. Ю., Хрущ И. К., Горобец Д. В., Величко И. Б. Система пассивной безопасности скоростного пассажирского электровоза	98
94.	Науменко Н. Е., Хижа И. Ю. Повышение безопасности пассажирских перевозок в случае аварийных столкновений поездов	99
95.	Новиков В. Ф., Уманов М. И. Проектирование трасс высокоскоростного транспорта на основе кольцевых структур	100

96.	Новогрудский Л. С., Оправхата Н. Я., Ворон М. М. Структура рельсовой стали после воздействия импульсов электрического тока.....	101
97.	Орлова А. М. Разработка новых тележек для грузовых вагонов – возможности унификации, заложенные в проектах нормативной документации	102
98.	Орлова А. М., Сухих И. В., Щербаков Е. А. Особенности конструкций и испытаний надрессорных балок и боковых рас грузовой тележки модели 18-9810 Тихвинского вагоностроительного завода.....	103
99.	Орлова А. М., Турутин И. В., Бабанин В. С. Конструкция тележек моделей 18-9889 и 18-9890 для инновационных четырех- и шестиосных грузовых вагонов.....	104
100.	Осташ О. П., Андрейко І. М., Кулик В. В., Прокопеч В. І. Циклічна тріщиностійкість сталей залізничних коліс типу КП-2 і КП-Т за впливу експлуатаційних температурно-силових факторів	104
101.	Осташ О. П., Вакуленко І. О., Андрейко І. М. Критерії вибору сталей для високоміцних залізничних коліс	106
102.	Панасенко В. Я., Клименко И. В. Совершенствование карданного привода электрогенератора пассажирского вагона	107
103.	Панасенко В. Я., Клименко И. В., Гернич Н. В. Пути совершенствования тормозной рычажной передачи подвижного состава	107
104.	Пасичник С. С., Подбельников И. В., Пальянов А. А., Резник Д. О., Безрукавый Н. В. Некоторые результаты осмотра вагонов нового поколения при их деповском ремонте после четырех лет эксплуатации	108
105.	Пастернак Н. А., Кирильчук О. А., Кебал И. Ю., Дзюба А. А. О возможности применения конечно-элементного анализа при ударном нагружении крышки разгрузочного люка.....	109
106.	Пастернак Н. А., Рослик А. В., Зигура А. А. Влияние температурного нагружения колеса на напряженно-деформированное состояние диска	110
107.	Патласов О. М. Положення залізничної колії в зоні переходу від прямої до кругової кривої.....	110
108.	Патласов О. М., Уманов М. І., Бабенко А. І., Куклишин О. А. Адаптация оценки состояния пути к требованиям стран Евросоюза при проведении испытаний воздействия подвижного состава на путь	111
109.	Петренко В. Л. Определение надёжности тягового подвижного состава	112
110.	Петухов В. М. Вбудована система контролю букс вантажних вагонів	113
111.	Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М. Динамическая достаточность магнитолевитирующего поезда.....	114
112.	Прилуцких В. Ф., Гуня В. Е., Мишин В. М., Романова А. А. Создание высокотехнологичного производства на ОАО «РУЗХИММАШ» – гарант повышения качества, надежности и конкурентоспособности выпускаемого грузового подвижного состава железных дорог.....	115
113.	Протопопов А. Л., Красюков Н. Ф., Шашкова Е. В. Численное моделирование эксплуатационной нагруженности экипажных частей локомотивов.....	116
114.	Пшінько П. О. Результати оцінки надійності залізничних залізобетонних шпалв умовах швидкісного руху поїздів	117

115.	Пшінько П. О. Результати теоретичних досліджень напружено-деформованого стану залізничних залізобетонних шпал від впливу динамічних навантажень швидкісного рухомого складу	117
116.	Распопов А. С., Артемов В. Е., Попов А. В. Аналіз вимушених коливань залізничних мостів з нерівностями рейкової колії	118
117.	Расулов Ш. С. Исследование колебаний якоря тягового электродвигателя с устройствами динамической балансировки.....	119
118.	Резнік Д. О. Дослідження впливу змін конструкції надресорної будови візка на динамічні якості вагону	120
119.	Рейдемейстер А. Г. Оценка устойчивости движения железнодорожных экипажей с помощью теории возмущений.....	121
120.	Рейдемейстер А. Г., Шатунов А. В., Кирильчук О. А., Шикун А. А., Сорокалет А. В., Шатунова Д. А. Модернизация вагона-платформы для автомобилей модели 11-835-01 с целью включения его в состав пассажирского поезда	121
121.	Рибкін В. В., Настечик М. П., Арбузов М. А., Маркуль Р. В., Каленик К. Л., Савицький В. В. До дослідження впливу параметрів улаштування колії на інтенсивність бічного зношення головки рейки в кривих ділянках	122
122.	Рибкін В. В., Орловський А. М., Каленик К. Л., Арбузов М. А., Лисак В. А., Панченко П. В., Куриленко І. В., Ланц Є. В. Досвід співробітництва служби колії Донецької залізниці та науковців кафедри «Колія та колійне господарство» ДНУЗТу щодо підвищення швидкості руху на ділянці Лозова-Донецьк.....	123
123.	Рибкін В. В., Патласов О. М., Панченко В. М. Удосконалення математичного моделювання взаємодії колії та рухомого складу для впровадження прикореного руху поїздів	124
124.	Савлук В. Є. Проведення випробувань з впливу на колію та стрілочні переводи рухомого складу нового покоління з осьовим навантаження 25 т на вісь.....	125
125.	Савлук В. Є. Удосконалення методики проведення випробувань з впливу на колію та стрілочні переводи рухомого складу при використанні нового тензометричного комплексу «ПОНІЛ-Ц».....	127
126.	Саидова А. В., Орлова А. М. Разработка математических моделей вагонов на тележках 18-9810 и 18-9855 для исследования износов колес.....	128
127.	Салимжанов С. М. Исследование динамических характеристик валов тяговых электродвигателей при резонансном режиме.....	129
128.	Сараев А. С., Зимакова М. В., Третьяков А. В. Исследование преддефектного состояния котлов железнодорожных цистерн и установление их остаточного ресурса	130
129.	Сенько В. И., Путятю А. В., Белогуб В. В., Макеев С. В. Экспериментальное определение динамической нагруженности торцевой стены полувагона сыпучим грузом.....	131
130.	Собержанский Н. А., Кожокар К. В., Цыганская Л. В. Оценка эффективности тормозов сочлененного вагона-платформы при повышенных скоростях движения	132
131.	Ступак А. Е., Ступак Е. М. До питання підвищення безпеки руху та ресурсу експлуатації колісних пар тягового рухомого складу	132

132.	Сухов А. В., Брюнчуков Г. И. Эксплуатационные испытания локомотивных бандажей повышенной твердости марки 4	133
133.	Татуревич А. П., Рибкін В. В., Губар О. В., Верхняцький О. А., Уманов М. І. Рекомендації до нової редакції інструкції з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні колійних робіт на залізницях України	134
134.	Титова Т. С., Бороненко Ю. П., Белгородцева Т. М., Мишин В. Н. О проекте создания инновационного грузового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм	135
135.	Товт Б. М. Оптимізація несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	136
136.	Товт Б. М., Дзічковський Є. М., Кривчиков О. Є. Дослідження напружено-деформованого стану несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	137
137.	Тохчукова М. Р., Смирнов Н. В., Цыганская Л. В. Оптимизация конструктивного исполнения стоек кузова глуходонного полувагона увеличенной грузоподъемности	138
138.	Уманов М. І., Чернишова О. С., Ковальов В. В., Марков Ю. С. Зменшення сил взаємодії рухомого складу та колії за рахунок застосування динамічних стабілізаторів	139
139.	Урсуляк Л. В., Романюк Я. Н., Ключевский В. В. Оценка продольной нагруженности наливных неоднородных поездов при различных режимах торможения	140
140.	Устенко С. А., Диданов С. В. Моделювання перехідної кривої	141
141.	Ушкалов В. Ф. Об обновлении грузового подвижного состава в Украине	142
142.	Ушкалов В. Ф., Лапина Л. Г., Мащенко И. А. Построение расчетных возмущений для исследования динамики грузовых вагонов	143
143.	Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Мащенко И. А. Выбор элементов модернизации тележек модели 18-100 для использования в разных типах вагонов	144
144.	Федосов-Никонов Д. В. Анализ экспериментальных исследований прочности и надежности конструкции длиннобазной платформы	145
145.	Фридберг А. М. Трение и сцепление в контакте тел (колесо – рельс)	145
146.	Фришман Е. М., Уманов М. И. Сравнительный анализ вертикальных и горизонтальных статических сил взаимодействия пути и экипажа с магнитным подвешиванием	146
147.	Цыгановский И. А., Костюкевич А. И. Моделирование фрикционного контакта «колесо – рельс»	147
148.	Чернин Р. И., Чернин И. Л. Совершенствование контроля прочности и разработки соединений с гарантированным натягом колесных пар вагонов	148
149.	Черняк Г. Ю., Щербина Ю. В. Прогнозування ходових якостей електровоза ЧС7 при підвищених швидкостях руху	149
150.	Шелейко Т. В. Сравнительный анализ конструкции и принципа действия авторежимов 265А-4 и 265А-4М	150

151.	Шелейко Т. В., Водяніков Ю. Я., Свистунов С. М. Загальна методика досліджень процесів функціонування елементів колодкової гальмівної системи	151
152.	Шулайкина Е. Г. Деформация полупространства с вертикальной цилиндрической выработкой, подкрепленной жестким включением, при произвольном осесимметричном нагружении.....	152
153.	Алфавитный указатель	154
154.	Аббревиатура организаций и их полное название	158

Развитие подвижного состава для пассажирских перевозок на железных дорогах Украины¹

Сергиенко Н. И.,
Укрзалізниця, Київ, Україна

Обеспечение тяговым подвижным составом пассажирских перевозок на железных дорогах, как наиболее социально значимых, всегда было в поле внимания Государственной администрации железнодорожного транспорта Украины (Укрзалізниця) несмотря на их убыточность. При поддержке Укрзалізниця отечественными предприятиями были разработаны, созданы новые для Украины производства и поставляются железным дорогам электропоезда постоянного и переменного тока серии ЕПЛ, дизель-поезда ДЕЛ02, магистральные пассажирские тепловозы ТЕП150, электровозы переменного тока ДС3. По техническим требованиям Укрзалізниця польское предприятие ПЕСА Быдгощ разработало и поставляет для малонапряженных линий рельсовые автобусы моделей 620М и 630М. К сожалению, не весь этот подвижной состав в полной мере отвечает современным требованиям по своим ходовым качествам, надежности и уровню комфорта для пассажиров.

Так, электропоезда серии ЕПЛ созданы ПАО «Лугансктепловоз» на основе новых, прогрессивных конструкций кузовов вагонов. Однако их силовое электрооборудование, тележки с тяговым оборудованием, практически, полностью заимствованы с электропоездов серии ЭР, созданных в середине 60-х годов прошлого столетия, что ограничивает предельные скорости движения новых электропоездов величиной 130 км/час и приводит к повышенным расходам электроэнергии на тягу. Компонировка, интерьер и оборудование пассажирских салонов этих электропоездов также мало чем отличается от их прототипов.

Дизель-поезд ДЕЛ02 имеет прогрессивную отечественную тяговую электропередачу переменного тока с расположенным под кузовом вагонов силовым блоком на базе дизеля MTU. Но так как его экипажная часть полностью унифицирована с экипажем электропоездов серии ЕПЛ, то он имеет те же ограничения по максимальной скорости движения – 130 км/час и замечания по обеспечению комфорта пассажиров. Кроме того, тяговая передача этого дизель-поезда, а также его другие узлы и системы имеют низкую надежность и повышенную трудоемкость в обслуживании.

Электровозы серии ДС3 производства ГП «НПО «Электровозостроение» имеют заниженную тяговую мощность 4800 кВт, что позволяет ему водить пассажирские поезда с установленной максимальной скоростью 160 км/час только при ограниченной составности. Кроме того, электровозы этой серии имеют низкую надежность в эксплуатации и большую трудоемкость обслуживания.

Поэтому Укрзалізниця при реализации программы обновления пассажирского тягового подвижного состава железных дорог Украины была вынуждена обращаться к зарубежным производителям подвижного состава, которые имеют больший опыт производства современных пассажирских локомотивов, электрических и дизельных поездов.

Первым поставщиком на наши железные дороги современного тягового подвижного состава, полностью разработанного и изготовленного за рубежом, стало польское предприятие ПЕСА Быдгощ, которое в 2005 году начало поставлять нам рельсовые автобусы модели 620М, а затем и 630М. Эти автобусы имеют современные тележки с пневмоподвешиванием и качественной системой гидродемпфирования, дизельные силовые блоки с тяговой гидропередачей, размещенные под кузовом вагона, системы кондиционирования воздуха в кабинах управления и пассажирских салонах, развитые системы видеонаблюдения и информирования пассажиров, компьютеризованные системы управления и диагностики, современные интерьеры и экстерьеры. Все это позволило обеспечить для пассажиров новый уровень комфорта и безопасности в поездках.

¹ Все тезисы печатаются в редакции авторов.

Дополнительным ускоряющим фактором в оснащении железных дорог Украины современным пассажирским тяговым подвижным составом стала подготовка железнодорожного транспорта к пассажирским перевозкам в период проведения в нашей стране чемпионата Европы по футболу 2012 года. При этом была поставлена задача обеспечения скоростных межрегиональных пассажирских перевозок между городами Киев, Львов, Харьков и Донецк, в которых будут проходить игры чемпионата.

Основной подвижной состав для скоростных межрегиональных перевозок пассажиров был закуплен у иностранных производителей. Это шесть современных девятивагонных электропоездов корейской корпорации «Hyundai Corporation» и два шестивагонных двухэтажных электропоезда чешской компании «Skoda Vagonka». После чемпионата до конца 2012 года корпорация «Hyundai Corporation» изготовит и поставит на украинские железные дороги еще четыре поезда. Все новые электропоезда – двухсистемные, с тяговыми передачами переменного тока и могут обеспечивать перевозку пассажиров со скоростями до 160 км/час на железнодорожных линиях, электрифицированных постоянным током напряжением 3000 В и переменным током напряжением 25 кВ. Количество мест для сидения пассажиров: в корейском поезде – 579, в чешском – 626. По уровню комфорта для пассажиров все новые электропоезда примерно одинаковы: они имеют экипажную часть с пневморессорами во второй ступени подвешивания, совершенные системы вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха в пассажирских салонах и кабинах управления, удобные кресла в пассажирских салонах, кафе-бары, подъемники и места для инвалидов, санитарные узлы увеличенной площади и другие удобства.

Отечественное предприятие ПАО «Крюковский вагоностроительный завод», совместно с иностранными соисполнителями и поставщиками оборудования, также спроектировало и изготовило два современных двухсистемных девятивагонных электропоезда для межрегиональных перевозок пассажиров в количестве 609 человек со скоростями до 160...200 км/час, которые сейчас проходят приемочные испытания. Для локомотивной тяги со скоростями до 160 км/час этим предприятием изготовлен современный пассажирский поезд постоянного формирования из девяти вагонов, который с апреля текущего года находится в эксплуатации.

Железные дороги Украины электрифицированы током двух напряжений: постоянным 3 кВ и переменным 25 кВ. Поэтому для исключения неизбежных технологических задержек в движении пассажирских поездов обычного и постоянного формирования, из-за необходимости смены типа электровоза при переходах с одного вида тока на другой принято решение об оснащении железных дорог двухсистемными скоростными пассажирскими электровозами чешской компании «Skoda», которые будут производиться на совместном предприятии в Украине.

Реализация комплексной программы обновления подвижного состава железных дорог Украины и принятые меры по технической подготовке отечественного железнодорожного транспорта к перевозкам пассажиров во время чемпионата по футболу ЕВРО-2012 вселяют уверенность, что в ближайшие годы уровень пассажирских перевозок в нашей стране по комфорту, скорости и качеству вплотную приблизится к западным стандартам.

Дослідження горизонтальної поперечної жорсткості рейко-шпальної решітки суміщеної колії

Арбузов М. А.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Research the horizontal transverse rigidity of composite lattice špal'noj-rel'so.

Суміщена колія – це конструктивне рішення, що дозволило в межах одного земляного полотна улаштувати дві рейкові колії ширини 1520 та 1435 мм. Укладання рейкових плітей на суміщеній колії дозволить залізницям скоротити експлуатаційні витрати та підвищити ефективність конструкції суміщеної колії. Одним з найважливіших параметрів у дослідженні стійкості суміщеної безстикової колії є приведений горизонтальний момент інерції рейко-шпальної решітки, який характеризує здатність колії чинити опір горизонтальним поперечним деформаціям. Приведений момент інерції – це відношення поперечної жорсткості рейко-шпальної решітки як балки до модуля пружності рейкової сталі.

Дослідження жорсткості рейко-шпальної решітки проводили Членов М. Т., шин С. П., Лисюк В. С., Плетнев В. І., Новакович В. І., Шраменко В. П. Методи визначення жорсткості рейко-шпальної решітки, що розроблені різними авторами, принципово не відрізняються і являються дослідно-розрахунковими. Дослідним шляхом визначаються сила, що прикладена до ланки, прогин та довжина ланки. Жорсткість рейко-шпальної решітки розраховується як жорсткість балки через виміряні параметри.

Було проведено дослідження жорсткості рейко-шпальної решітки суміщеної колії та її порівняння з жорсткістю для ланки звичайної колії зі скріпленням типу КПП та КБ. Для досліджень було зібрано три рейко-шпальні решітки. Рейко-шпальна решітка звичайної колії зібрана з двох рейок типу Р65 довжиною 9,483 м та 18 шпал типу Ш1. Скріплення типу КБ-65. Рейко-шпальна решітка звичайної колії зібрана з двох рейок типу Р65 довжиною 12,495 м та 23 шпал. Скріплення типу КПП-5.2. Рейко-шпальна решітка суміщеної колії зібрана з двох рейок типу Р65 довжиною 12,505 м та 19 шпал типу Ш2С. Скріплення типу КПП-5.2. Рейко-шпальні решітки піднімаються двома козовими кранами за дві точки. Захват здійснюється за одну рейку. При підніманні рейко-шпальної решітки шпали намагаються зайняти вертикальне положення. В результаті того, що рейко-шпальна решітка піднята за дві точки, відбувається деформація. Стріла вигину вимірюється посередині вигнутої решітки. Піднімання решітки здійснюється спочатку за одну рейку декілька раз, опускаючи та піднімаючи, потім за іншу.

Дослідження горизонтальної бічної жорсткості звичайної безстикової колії проводилися на рейко-шпальній решітці довжиною 9483 мм, скріплення типу КБ-65, рейки Р65. Рейко-шпальна решітка була піднята за точки, що знаходяться від торців рейок на відстані 340 мм. Кількість шпал типу Ш1 – 18 шт. Дослідження горизонтальної бічної жорсткості суміщеної безстикової колії проводилися на рейко-шпальній решітці довжиною 12505 мм, скріплення типу КПП-5, рейки Р65. Рейко-шпальна решітка була піднята за точки, що знаходяться від торців рейок на відстані 760 мм. Кількість шпал типу Ш2С – 19 шт. Середнє значення стріли вигину рейко-шпальної решітки звичайної колії зі скріпленням типу КБ-65 складає 142,5 мм, суміщеної – 235,9 мм. Середнє значення стріли вигину рейко-шпальної решітки звичайної колії зі скріпленням типу КПП-5.2 складає 495,7 мм. Середнє значення горизонтальної жорсткості рейко-шпальної решітки звичайної колії зі скріпленням типу КБ-65 складає 40207421 кН/см², суміщеної – 78166162 кН/см². Середнє значення горизонтальної жорсткості рейко-шпальної решітки звичайної колії зі скріпленням типу КПП-5.2 складає 30379409 кН/см².

Дослідження горизонтальної бічної жорсткості звичайної безстикової колії зі скріпленням типу КПП-5.2 проводилися на рейко-шпальній решітці довжиною 12495 мм, рейки Р65.

Рейко-шпальна решітка була піднята за точки, що знаходяться від торців рейок на відстані 590 мм. Кількість шпал типу Ш1 – 23 шт.

Особенности обработки результатов тормозных бросковых испытаний вагонов

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

The regulations provide the restriction of braking distance in a train on a horizontal railway track, but brake throwing tests are conducted for a single car. This paper describes a refined method of calculating the train braking distance, using single car brake throwing test results and using the data of stationary tests.

Тормозные бросковые испытания проводятся для отдельного вагона, однако нормы предусматривают ограничение на тормозной путь вагона в составе поезда, на горизонтальном участке пути. В связи с этим, после проведения тормозных бросковых испытаний, результатом которых являются величины начальной скорости и тормозного пути при известном среднем уклоне участка, возникает задача пересчета тормозного пути вагона на поезд. В работе предложено уточнить методику пересчета на основе данных стационарных тормозных испытаний (времени наполнения тормозного цилиндра, известных действительных сил нажатия).

Метод пересчета тормозного пути по подбору расчетного коэффициента тормозного нажатия представляет собой следующую последовательность действий:

- 1) расчет тормозного пути вагона за время наполнения тормозного цилиндра;
- 2) расчет тормозного пути при максимальной силе нажатия колодок;
- 3) подбор действительного коэффициента тормозного нажатия таким образом, чтобы сумма путей, по п.1) и п.2) равнялась пути, измеренному методом «бросков»;
- 4) по полученному действительному коэффициенту тормозного нажатия пересчет тормозного пути для движения поезда по пути без уклона.

Данная методика пересчета широко применима при испытаниях методом «бросков» одиночных вагонов (грузовых и пассажирских), для учета уклона полигона и отсутствия действия электрической части воздухораспределителя.

Принимая действительную силу нажатия тормозных колодок за известную по результатам стационарных тормозных испытаний величину, этот алгоритм позволяет оценить коэффициент трения колодок о колесо и производить сравнение качества тормозных колодок.

Исследование возможностей совершенствования формы и увеличения размеров котла вагона-цистерны

Атаманчук Н. А., ПГУПС, Цыганская Л. В., ОАО «НВЦ «Вагоны»
Санкт-Петербург, Россия

The necessity of development a new tank-car with increased volume and capacity is reasoned. The main analysis options of the boiler design concept are provided.

Одной из основных проблем эксплуатации существующих вагонов-цистерн является недоиспользование грузоподъемности вагона при увеличении осевой нагрузки.

Объем котла существующих вагонов-цистерн со стандартной длиной по осям сцепления автосцепок 12020 мм не превышает 88 м³. Увеличение осевой нагрузки до 25 т/ось подталкивает к созданию новых вагонов с увеличенным объемом кузова, позволяющим максимально использовать возможности габарита.

Поэтому появляется потребность в новом вагоне-цистерне с увеличенными размерами котла, который позволит перевозить большее количество светлых нефтепродуктов и бензина, но при этом будет отвечать требованиям инфраструктуры, безопасности эксплуатации и технологичности изготовления.

Были исследованы различные формы котлов вагонов-цистерн, такие как котлы с конусовидными вставками, эллипсовидного сечения, переменного сечения, а также котел с увеличенным диаметром до габарита Тпр. Для данных вариантов вагонов-цистерн с усовершенствованными формами котлов была проведена оценка прочности и устойчивости котла, в результате которой был определен наиболее предпочтительный вариант изменения формы котла.

Результаты исследования показали, что наилучшим вариантом является вагон-цистерна в габарите Тпр с конусовидными консольными царгами, и максимальная грузоподъемность и вместительность вагона достигается при создании двухсекционного вагона-цистерны в габарите Тпр, поскольку остальные варианты изменения формы котла ведут к существенному усложнению технологии изготовления и к удорожанию продукции.

Так, двухсекционный вагон-цистерна в габарите Тпр, приспособленный под инфраструктуру сливо-наливных станций, обладает полным объемом двух котлов 196 м³, максимальной массой тары 54,5 т и грузоподъемностью 145,5 т. Эксплуатация вагона-цистерны с такими техническими характеристиками позволит значительно повысить эффективность перевозок светлых нефтепродуктов и бензина.

Модернизация полувагонов и снегоборочной техники

Балтабаев А. С.,

АО «Акмолинский вагоноремонтный завод», Астан, Республика Казахстан

The report provides an overview of the most common causes that lead to a breach of efficiency snow-removing machines, and proposed the modernization of cars consisting of installing the removable roof.

1. Обзор наиболее распространенных причин, приводящих к нарушению работоспособности снегоборочных машин. Описываются наиболее уязвимые места механизмов этих машин.

2. Модернизация полувагонов, заключающая в себя установку съёмной крыши.

В первой части доклада обсуждаются проблемы эксплуатации снегоборочных машин.

Затрагивается технический аспект обеспечения бесперебойной работы СМ и СДПМ. Особое внимание уделено человеческому фактору.

Вторая часть доклада посвящена обзору модернизации снегоборочных машин и продление срока службы.

В третьей части доклада обсуждаются проблемы нехватки вагонов для перевозки сыпучих грузов, ориентированные на сезонное обеспечение подвижным составом в условиях острого дефицита специализированных вагонов.

В четвертой части сделан обзор съёмной крыши полувагонов универсальной колеи 1520 мм, которая обеспечит надежную защиту сыпучих грузов, герметичность и водонепроницаемость.

Таким образом, проведя модернизации снегоборочным машинам и полувагонам, обеспечивается инвентарный парк Казахстана в сезонный период специализированным подвижным составом.

Определение плана, продольного и поперечного профиля железнодорожного пути в кривых на высокоскоростных магистралях

Басс К. М., НГУ, Кравец В. В., Кравец Т. В.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Mathematical model of spatial path bends a bar surface with high production times during contruction and hence economic attractiveness.

Проблема выбора переходных кривых, обеспечивающих плавное изменение кривизны пути, имеет давнюю историю и до настоящего времени продолжает оставаться актуальной в связи с неизменной тенденцией увеличения скорости движения, как на автомобильном, так и на железнодорожном транспорте. Известны переходные кривые в виде кубической параболы, синусоиды, псевдоспирали и т.д., которая в частных случаях вырождается в окружность, логарифмическую спираль, клотоиду. К переходной кривой, выбираемой из эвристических или критериальных соображений, предъявляется основное требование – соответствие реальной траектории движения транспортного экипажа при заданном режиме перемещения. Эта задача непосредственно связана с проблемой безопасности движения на высокоскоростных магистралях.

Предложена математическая модель пространственного пути в поворотах в виде линейчатой поверхности, отличающейся высокой технологичностью при строительстве и, следовательно, экономической привлекательностью. Направляющая этой поверхности представляет собой спиралевинтовую линию, зависящую от девяти варьируемых параметров, что открывает широкие возможности учета разнообразных технических условий. Образующие располагаются в нормальной плоскости к направляющей и ориентируются перпендикулярно результирующему вектору инерционных сил, включая гравитационную, центробежную силы, кориолисову силу инерции, обусловленную местной скоростью и кривизной траектории движения экипажа в повороте. Использование предложенной математической модели пути в поворотах на высоких скоростях движения обеспечивает равномерное распределение динамической нагрузки на путь, корректные количественные инженерные оценки, способствует в целом повышению безопасности движения колесных экипажей на высоких скоростях движения.

Влияние высокочастотных вибраций на коэффициент запаса устойчивости вагона против схода с рельсов при вползании гребня колеса на рельс

Безрукавый Н. В.,
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

There is considered the possibility of increasing the car's factor stability due to high-frequency oscillations of corrugated wheels

Одним из основных показателей безопасности подвижного состава является коэффициент запаса устойчивости вагона против схода с рельсов при вползании гребня колеса на рельс. Согласно существующей методике, применяемой для определения величины данного показателя, основным фактором, влияющим на безопасность движения, является соотношение вертикальных и горизонтальных сил, действующих на колесную пару. При этом коэффициент трения колес по рельсам, который также входит в расчетную формулу, принимается постоянным. Но при этом простые расчеты показывают, что при некоторых соотношениях сил, действующих на колесную пару, уменьшение коэффициента трения на 20% приводит к увеличению коэффициент запаса устойчивости на 37%. Этот факт доказывает возможность

повышения устойчивости вагона против схода с рельсов за счет изменения коэффициента трения.

Изменение коэффициента трения между колесом и рельсом вследствие естественной и искусственной смазки изучено достаточно хорошо. Кроме этого, определенное влияние на коэффициент трения может оказать наличие высокочастотных вибраций. Поэтому широкое применение находят механизмы, в которых для уменьшения трения используются высокочастотные возмущения (виброопоры, вибрационные грохоты и др.). Эти явления представляют также интерес и с точки зрения безопасности движения железнодорожных экипажей, в том числе при взаимодействии колес и рельсов, где наличие высокочастотных вибраций способно уменьшить коэффициент трения, а, следовательно, увеличить коэффициент запаса устойчивости вагона против схода с рельсов.

В качестве одного из возможных источников высокочастотных колебаний рассматривалось так называемое гофрированное колесо, которое применяется некоторыми производителями колес для уменьшения их веса и экономии металла. Вследствие того, что данный тип колес имеет различные поперечные сечения, повторяющиеся через определенный интервал, их жесткость изменяется в зависимости от места контакта с рельсом. Учитывая изменение жесткостей при качении такого колеса деформации в зоне контакта с рельсом будут также изменяться. Эти изменения могут стать причиной высокочастотных колебаний при больших скоростях движения, что в свою очередь поведет к изменению коэффициента трения. Для количественной оценки деформаций колеса использовался метод конечных элементов.

Проведенные расчеты показали, что изменения жесткостей колес с гармонической составляющей может оказывать влияние на коэффициент трения между гребнем колеса и рельсом. Это дает основание полагать, что применение такой формы колеса положительно влияет на динамику вагона, поскольку в некоторой степени увеличивает коэффициент запаса устойчивости против схода с рельсов. Таким образом, использование гофрированных колес не таит в себе угрозы, а наоборот способно несколько повысить безопасность движения железнодорожных экипажей. Влияние высокочастотных составляющих на взаимодействие колеса и рельса требует дальнейшего изучения.

Учет гироскопических моментов несущих элементов колесной пары в теории проектирования высокоскоростного железнодорожного транспорта

Беляев Г. Д.,
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

The gyroscopic effect of a wheelset is included in the theory of high-speed railway transport design.

В ИТМ НАНУ и НКАУ на протяжении многих лет постоянно ведется поиск новых эффективных методов совершенствования теоретической базы расчета высокоскоростного железнодорожного транспорта: пути, ходовой части и кузова вагона.

В данной работе впервые представлена уточненная математическая модель для исследования колебаний и статико-динамической прочности (с учетом гироскопического эффекта) одного из важного, ответственного и малоизученного несущего элемента тележки – колесной пары.

Как известно, колесная пара состоит из оси и двух колес, насаженных с помощью прессовой или горячей посадки.

Колесную пару, как быстро вращающееся вокруг оси симметрии однородное массивное тело, можно назвать гироскопом.

Следует заметить, что у гироскопа обнаруживается целый парадоксальных явлений, обусловленных его быстрым вращением. Эти явления называются гироскопическими. Они

возникают всюду, где имеются быстро вращающиеся тела, совершающие мгновенное винтовое движение вокруг мгновенной винтовой оси.

Для математического описания гироскопических явлений применяется дискретная расчетная схема колесной пары, состоящая из шести абсолютно твердых тел: двух шеек оси с предпоступичными частями, двух колес с подступичными частями и двух средних частей.

Используя аксиому об освобождении от связей, каждую выделенную часть можно рассматривать как свободное твердое тело, находящееся под действием приложенных к нему активных сил и реакций связей. В качестве реакций связей были выбраны следующие внутренние усилия: изгибающие моменты и перерезывающие силы, продольные силы, моменты чистого кручения, изгибно-крутящие моменты, бимоменты и гироскопические моменты. Внутренние усилия определяются соответствующими выражениями теории упругости, а гироскопические моменты по правилу Грюэ-Жуковского.

Согласно теореме Шаля произвольное движение твердого тела можно разбить на поступательное и вращательное.

Поступательное перемещение твердого тела описывается уравнением движения центра инерции, а вращательное – математическим выражением теоремы об изменении кинетического момента в относительном движении или динамическими уравнениями Эйлера.

Шесть дифференциальных уравнений движения твердого тела – нелинейные, и их интегрирование осуществляется численным методом.

Отдельные фрагменты разработанной математической модели оформлены в виде стандартных модулей, а нелинейные выражения располагаются в правой части программы решения уравнений.

Математическое описание движения колесной пары по неравноупругому сплошному неоднородному многослойному основанию осуществляется с помощью корректировки соответствующих переменных коэффициентов матрицы жесткости и диссипации системы параметрических дифференциальных уравнений.

К вопросу о влиянии параметров днища на напряженное состояние котла железнодорожной цистерны

Беспалько С. В., Богачев В. И.,
МИИТ, Москва, Россия

The tank head volume influences tank car parameters. As experimental results show the internal pressure is a general load for tank heads. Authors estimated such value of a tank head length wherein maximum capacity of vehicle is provided and a tank vessel durability meets the requirements. Besides the volume of a tank vessel should be maximum possible. Investigation was carried out by finite element method.

Необходимость обеспечения надежности наливного подвижного состава и безопасности перевозок на железнодорожном транспорте определяет актуальность решения проблемы расчетной оценки несущей способности элементов конструкций, работающих в сложных условиях эксплуатации. Параметры котла железнодорожной цистерны напрямую связаны с технико-экономическими показателями вагона.

Днище является частью конструкции котла, объем которой в определенной степени влияет на параметры цистерны в целом. В связи с этим, интерес представляет задача нахождения такого значения вылета днища, при котором обеспечивается максимальная грузоподъемность при удовлетворении условий прочности котла.

В качестве объекта исследования был выбран котел четырехосной цистерны модели 15-1443. Определение напряженно-деформированного состояния котла проводилось методом конечных элементов с использованием программного комплекса MSC Nastran.

Для днища котла внутреннее давление является определяющим. Из результатов экспериментальных исследований следует, что нагружение котла внутренним давлением вызывает в днищах напряжения, составляющие не менее 80 % от суммарных напряжений, которые характеризуют прочность конструкций согласно требованиям «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)». Поэтому напряжения, возникающие в днищах с различными значениями вылета, определялись от действия внутреннего давления. Влияние остальных сил учитывалось в величине допускаемых напряжений для днища по I-му расчетному режиму.

В процессе расчетов вылет днища варьировался в пределах 0,2...1,5 м при радиусе цилиндрической части котла $R=1,5$ м и внутреннем давлении $P=0,4$ МПа. В качестве конечных элементов использовались трех- и четырехугольные плоские элементы.

Вследствие краевого эффекта в переходной зоне от цилиндрической части котла к эллиптическому днищу наблюдался максимальный всплеск эквивалентных напряжений при указанных выше значениях вылета днища. С увеличением вылета величина эквивалентных напряжений снижается, однако при этом уменьшается и объем котла.

По результатам расчетов получена зависимость максимальных напряжений от вылета днища. Из условия прочности рациональное значение вылета составило 0,3 м.

В качестве дальнейшего развития исследований планируется учесть влияние гидравлического удара на напряжения в днище котла.

Результаты ходовых динамических приемочных испытаний дизельного поезда 630М производства АО PESA (Польша)

Блохин Е. П., Грановский Р. Б., Дзичковский Е. М., Кривчиков А. Е., Грановская Н. И.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина,
Циюпа А., PESA, Быдгощ, Польша

The broughted results of the sought-after test the diesel-train 630M production by PESA Bydgoszcz S.A.H. (Poland).

В сентябре 2011 года Отраслевая научно – исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава железных дорог Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна провела на Юго-Западной железной дороге Украины приемочные ходовые динамические испытания двухсекционного дизельного поезда 630М-001 производства АО PESA (Польша).

Технические данные поезда:

■ масса поезда в служебном состоянии –	116 т;
■ конструкционная скорость -	120 км/час;
■ осевая формула -	$(1_0-1_0)-(1-1)+(1-1)-(1_0-1_0);$
■ габарит	1-T;
■ длина по осям автосцепок -	51600 мм;
■ количество мест для сидения -	192;
■ база секции -	19250 мм;
■ база тележки -	2400 мм;
■ двухступенчатое рессорное подвешивание с пневмобаллонном во второй ступени.	

Испытания проводились на прямых участках пути со скоростями движения до 132 км/час и с установленными скоростями на кривых малого, среднего и большого радиусов и стрелочных переводах. Проведенные испытания показали, что показатели, нормируемые действующими на железных дорогах Украины документами, не были превышены и имели следующие предельные значения в порожнем/груженом состояниях:

▪ показатели плавности хода в кабине машиниста в вертикальном направлении:	3,09/2,99
в горизонтальном поперечном направлении:	2,90/2,64;
▪ минимальные значения коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельсов	2,6/2,2
▪ рамная сила	(0,29/0,30)P _{ст} ;
▪ коэффициент вертикальной динамики в I ступени рессорного подвешивания при движении	0,26/0,23;
▪ коэффициент вертикальной динамики во II ступени рессорного подвешивания	0,22/0,20.

Приведенные результаты позволяют сделать вывод о том, что дизель-поезд 630М производства АО PESA (Польша) по своим динамическим качествам удовлетворяет требованиям нормативных документов.

Влияние рамной силы на сход колеса с рельса

Блохин Е. П., Коротенко М. Л., Клименко И. В.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Shows the dual role of the frame of force, which, on the one hand, contributes to the gathering, and, on the other hand, prevents him as loads wheel.

Рамная сила, передающаяся от рамы тележки колесной паре, существенно влияет на процесс схода колеса с рельсов. Для того чтобы проанализировать это влияние, используем положения, касающиеся безопасности от схода. Для оценки безопасности от схода колеса с рельса широко используется условие Надаля. Как известно, критерий безопасности Надаля имеет вид $\frac{Y}{Q} \leq \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta}$, где Y и Q соответственно горизонтальная и вертикальная силы, дей-

ствующие со стороны колеса на головку рельса в точке контакта, β – угол наклона к горизонту конической части гребня колеса; μ – коэффициент трения между поверхностями колеса и рельса.

Процедура использования критерия Надаля при анализе результатов натурных испытаний подвижного состава зависит от способа измерения действующих сил. Если силы взаимодействия между гребнем колеса и головкой рельса определяются непосредственно, например, при помощи тензометрической колесной пары, то измеренные значения сил прямо подставляются в расчетную формулу, в которой учитывается соответствующий коэффициент запаса. В этом случае рамная сила явно не входит в выражение критерия.

Если же в процессе испытаний регистрируются силы, действующие на колесную пару – вертикальные силы, действующие на шейки оси, и вес колесной пары и горизонтальная поперечная – рамная силы, то в формулу подставляются указанные силы, приведенные к точке контакта с учетом соответствующих коэффициентов запаса. В этом случае рамная сила входит и в числитель, и в знаменатель критерия.

В работе используются предпосылки, принятые в задаче Надаля, в частности, принимается, что перемещения колесной пары происходят в вертикальной поперечной плоскости, совпадающей с ее осью, что допустимо при условии, что угол набегания рассматриваемого колеса на рельс положителен и имеет малую величину. В качестве исходного положения колесной пары, для которого устанавливаются условия безопасности, принимается такое, при котором набегающее колесо, поднявшись поверхностью катания над головкой рельса, опирается на рельс только в точке, расположенной на образующей конической части гребня. Ненабегающее колесо опирается на рельс в точке, расположенной на поверхности катания. Для

безопасности от всползания гребня на рельс в исходном положении должно быть обеспечено такое направление возможного перемещения колесной пары или соответствующей обобщенной координаты, при котором гребень соскальзывает вниз от положения предельного равновесия колесной пары, граничащее с зоной безопасности от схода.

Для более подробного анализа влияния рамной силы получено условие безопасности от схода колеса с рельса в виде отношения рамной силы к равнодействующей приложенных к колесной паре вертикальных сил, приведенных к точке контакта набегающего колеса и головки рельса.

Для решения задачи о соотношении сил в состоянии предельного равновесия колесной пары, смежном с зоной безопасности, используется принцип возможных перемещений. При выборе расчетной схемы введено уточнение, связанное с тем, что реакция ненабегающего колеса не вертикальна из-за уклона поверхности катания колеса. Сделана оценка влияния указанного наклона на точность результата. Решение получено для случая переменной высоты точки приложения рамной силы над уровнем головки рельса. Выполнен анализ полученного условия безопасности. В частности, показана двоякая роль рамной силы, которая, с одной стороны, способствует сходу, а, с другой стороны, препятствует ему, так как догружает набегающее колесо.

Результаты прочностных испытаний дизельного поезда модели 630М

Блохин Е. П., Кострица С. А., Султан А. В., Дзичковский Е. М., Кривчиков А. Е., Товт Б. Н.,
Днепропетровск, Украина
Циюпа А., Быдгощ, Польша

Отраслевой научно-исследовательской лабораторией динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна проведены приемочные ходовые прочностные испытания и испытания на соударения двухсекционного дизельного поезда 630М (далее – поезд 630М) производства АО Холдинг ПЕСА.

Целью проведения испытаний являлась проверка соответствия автобуса требованиям Технического задания «Двохсекційний дизельний поїзд 630М/630Мі для пасажирських перевезень» и норм «Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520мм».

Ходовые прочностные испытания проводились на участках Юго-Западной железной дороги: Чернигов – Нежин и Круты – Клиски.

При проведении ходовых прочностных испытаний контролировались следующие величины и показатели рельсового автобуса: 1) динамические напряжения в несущих элементах конструкции кузова и тележек при эксплуатационных нагрузках; 2) коэффициенты запаса сопротивления усталости несущих элементов рам тележек и кузова.

Места расположения тензодатчиков на рамах кузова и тележек выбирались на основании результатов расчетов, проведенных PESA Bydgoszcz S.A.

Испытания на соударения проводились на территории моторвагонного депо ст. Чернигов Юго-Западной железной.

Во время опытов локомотив-боёк (одна секция тепловоза М62 массой 120 т) накатывался на неподвижно стоящий опытный сцеп, в состав которого входили: поезд 630М и заторможенные с помощью башмаков пять секций тепловоза М62 массой 120 т каждая.

При проведении испытаний на соударения контролировались следующие параметры: 1) скорость соударения; 2) сила в автосцепке во время удара; 3) динамические напряжения в несущих элементах конструкции кузова и элементах крепления пассажирских кресел; 4) ускорения несущих элементов кузова, дизеля, на креслах пассажиров и на шкафах с оборудованием.

Испытания начались со скорости соударения 2,1 км/ч. Увеличение начальной скорости соударения в каждом следующем опыте проводилось после полного осмотра конструкции и экспресс-обработки записей из предыдущего опыта.

При проведении испытаний максимальная сила в автосцепке составила 1410 кН, которая была зафиксирована при скорости соударения 6,3 км/ч.

Значения замеренных напряжений и ускорений пересчитывались на нормативное значение силы в автосцепке 1500 кН, с использованием метода линейной экстраполяции.

По результатам ходовых прочностных испытаний и испытаний на соударения рельсового автобуса 630М был сделан вывод о том, что его прочностные качества удовлетворяют требованиям технического задания и норм и он может эксплуатироваться с установленными на железных дорогах Украины скоростями.

Об одной существенной причине необычного износа колес и рельсов

¹ Блохин Е. П., ¹ Мямлин С. В., ² Сергиенко Н. И., ¹ Рейдемейстер А. Г.,
¹ ДИИТ, Днепропетровск; ² Укрзализныця, Киев, Украина,
 Воробьев Н. К., Центральная дирекция по ремонту грузовых вагонов, Москва, Россия

Приведены данные об износе рельсов и колес, а также результаты математического моделирования процесса износа пары «колесо-рельс».

В течение последних десятилетий на страницах научно-технических журналов и в средствах массовой информации ведется дискуссия о причинах небывалого прежде износа колес и рельсов. Износ не только увеличился в несколько раз, но, и это очень важно, изменилось место его наибольшего проявления. Доминирующим оказался боковой износ рельсов и гребней колес. Это стало происходить после уменьшения в 1970 году ширины колеи с 1524 до 1520 мм и введения унифицированных норм содержания пути. По мнению ряда специалистов, например, д.т.н. Б. Д. Никифорова, д.т.н. О. М. Савчука и к.т.н. А. Д. Лашко, эти нововведения не имели научного обоснования.

Наиболее резко боковой износ головок рельсов на главных путях железных дорог колеи 1520 мм стал возрастать с 1986 г. Приведенные профессором М. Ф. Вериго графики изъятия из эксплуатации рельсов подтверждают доминирующую роль бокового износа рельсов. С 1981 по 1995 гг. боковой износ рельсов увеличился в 13 раз.

До сих пор продолжается спор между путейцами и специалистами в области подвижного состава. Называют примерно 20 причин возникновения проблемы, многие из которых не находят подтверждения.

Однако некоторые причины стали очевидными. Профессор МИИТ² и его коллеги опубликовали в 2012 г. данные об изъятии из эксплуатации рельсов по дефекту 44 (боковой износ, при котором происходит их изъятие) в период с 1991 по 2008 годы, согласно которых изъятие рельсов по дефекту 44 стало уменьшаться после 1995 года. Но в 2008 году оно еще в три раза было больше, чем в 1991 году. Упомянутые авторы отмечают, что действовавший в течение 7 лет ГОСТ 10629-88 «Шпалы железобетонные предварительно напряженные для железных дорог колеи 1520 мм», отмененный в 1995 году, нанес отрасли многомиллиардные затраты.

В докладе приведены данные за 1996...2010 годы, представленные Главным управлением локомотивного хозяйства Украины об интенсивности износа гребней колес локомотивов всех типов, которые эксплуатируются на всех железных дорогах Украины, и Главного управления вагонного хозяйства Украины о количестве отцепленных грузовых вагонов в точный ремонт по неисправностям колесных пар, из которых следует, что показатель износа гребней бандажей колесных пар локомотивов еще в несколько раз превышает тот, что был в прежние годы (для равнинных дорог 0,1 мм на 10⁴ км пробега), а 83% отцепок грузовых ва-

гонов в поточний ремонт по несправностям колесних пар происходит в связи с тонким гребнем и остроконечным накатом.

Согласно данным российской Центральной дирекции по ремонту грузовых вагонов аналогичное положение с износом гребней колес грузовых вагонов имеет место и на железных дорогах России. Сорок пять процентов отцепок вагонов происходит по состоянию колесных пар в связи с повреждением гребней колесных пар.

Обточка колес, вызванная износом гребня, приводит к увеличению в несколько раз металла, выбрасываемого в стружку.

В докладе отмечается, что железные дороги несут колоссальные затраты не только в связи с этим. Дело в том, что с износом гребней резко возрастает расход энергии на тягу поезда. При 50% износе гребня расход энергии на тягу увеличивается на 30%, а по данным Международной ассоциации тяжеловесного движения из затрат на тягу, восстановление колес и колес 2/3 приходится на тягу поездов.

Математическое моделирование движения полностью загруженного полувагона по кривой в плане радиусом 350 м в одном случае по пути на деревянных шпалах (ширина колеи 1535 мм), а в другом – по пути на железобетонных шпалах (ширина колеи 1520 мм), показало, что в случае замены деревянных шпал на железобетонные и движении со скоростью 50 км/ч поперечные горизонтальные силы, передающиеся от набегающего колеса на рельс возросли в 1,3 раза, а работа сил трения на контакте колеса с рельсом возросли в 1,3 раза.

На наш взгляд, основной причиной того, что произошло в путевом хозяйстве после 1970 года, является не столько уменьшение на 4 мм ширины колеи, сколько ее необоснованная унификация.

Контроль технічного стану тепловозного дизеля

Боднар Б. Є., Очкасов О. Б., Децюра О. Я., Черняєв Д. В.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Consider perspective development of technological diagnosis methods diesel engines with use condition monitoring system.

Тепловозний дизель є найменш надійним вузлом локомотива, що найбільш складно піддається діагностуванню, на його долю припадає більш ніж 40 % відмов та позапланових ремонтів. Надійність тепловозного дизеля безпосередньо залежить від його технічного стану, який визначається за допомогою процедур діагностування. Для забезпечення безперервного контролю технічного стану необхідно впроваджувати системи моніторингу діагностичних параметрів дизеля. Такі системи безперервно відслідковують значення набору фізичних величин, які обрано як діагностичні параметри.

Актуальною задачею є пошук таких діагностичних параметрів, які б мали найбільшу інформативність, тобто несли у собі найбільшу кількість інформації про технічний стан об'єкта діагностування. Максимально інформативні параметри надають змогу визначати технічний стан дизеля, вимірюючи невелику кількість величин, що значно спрощує структуру системи моніторингу, але потребує значних програмних потужностей, адже чим більше інформації несе фізична величина, тим складніше її відокремити. Це спонукає до інтелектуалізації систем діагностування, наприклад, за допомогою технологій нейронних мереж. Нейронні мережі навчаються визначати несправності дизеля на прикладі математично змодельованих несправностей. Потреbam систем моніторингу відповідають лише методи нерозбірного діагностування за комплексними діагностичними параметрами.

Одним з методів нерозбірного діагностування, який можна використовувати у системах моніторингу є діагностування за нерівномірністю обертання колінчастого валу дизеля. Суть цього метода полягає у неперервному (або періодичному) вимірюванні зміни частоти обертання колінчастого валу дизеля в рамках одного робочого циклу (2 оберти валу для чотири-

тактного та один оберт для двотактного) дизеля з тим, щоб за зміною кутових прискорень та інтенсивності гармонік амплітудо-частотної характеристики визначити розподілення потужностей за циліндрами. Це дає інформацію для визначення несправних циліндрів, а спеціальні методики вимірювання (режим вибігу, режим провороту та інші) надають змогу визначити характер несправності.

Вимірювання нерівномірності частоти обертання колінчастого валу являє собою системний показник, який комплексно характеризує роботу всіх систем, що мають вплив на характер зміни обертового моменту дизеля.

Як переваги цього метода можна виділити необхідність встановлення лише одного датчика, що вимірює зміну кутової швидкості вала та непотрібність спеціальних умов для визначення технічного стану дизеля. Процес контролю технічного стану можна вести безперервно протягом виконання поїзної роботи.

Розглянутий спосіб діагностування можна використовувати не лише в системах моніторингу технічного стану у процесі експлуатації, але і при налаштуванні систем паливоподачі та газорозподілу.

Таким чином, діагностування за нерівномірністю частоти обертання колінчастого валу дизеля являє собою перспективний напрям в розвитку методів нерозбірного діагностування ДВЗ, використання якого дозволить не тільки збільшити достовірність результатів діагностування та прогнозувати подальшу його експлуатацію, але і підвищити надійність дизельного рухомого складу.

Експериментально-теоретична оцінка показників міцності корпусів тягових редукторів електропоїздів серій EP2 та EP9 зварної конструкції КЕВРЗ

Бондарев О. М., Ягода Д. О., (ДНУЗТ, Дніпропетровськ),
Скобленко В. М., (Укрзалізниця, Київ), Ковальчук С. В. (КЕВРЗ, Київ), Україна

The report sets out the results of theoretical and experimental evaluation of durability of buildings traction gear reducers welded construction for motor cars of electric trains series ЭР2, ЭР9п, ЭР9м, EP9e. Recommendations are given for the development of technical conditions of their commissioning.

Для забезпечення пасажирських перевезень у міжміських сполученнях на залізницях України використовується досить великий парк електропоїздів EP2, EP9E, EP9M. До теперішнього часу на моторних візках електропоїздів вказаних серій використовувалися корпуси тягових редукторів литої конструкції. Суттєвими недоліками литих конструкцій, як показав досвід експлуатації, є те, що в таких конструкціях можуть створюватися раковини, а це може оказати вплив на розвиток в таких місцях тріщин, а також те, що під час компонування таких конструкцій виникає необхідність в додатковій обробці таких корпусів для забезпеченні міжосьової відстані осей зубчатого колеса та шестерні тягової передач, та площин прилягання половин корпусів. Досвід експлуатації показав, що під час виконання капітальних ремонтів електропоїздів, виникала потреба в заміні непридатних до експлуатації литих корпусів тягових редукторів з причин створення тріщин, або зламів.

Для усунення вказаних недоліків Головним управлінням приміських пасажирських перевезень Укрзалізниці було надано доручення спеціалістам КЕВРЗ організувати роботи з розробки та виготовлення для моторних візків електропоїздів вказаної серії корпуси тягових редукторів зварної конструкції, а спеціалістів університету залучили для виконання робіт з оцінки напружено-деформованого стану цих корпусів та для розробки технічних рішень заходів забезпечення контролю їх стану в умовах експлуатації.

З метою визначення найбільш напружених зон, рівнів найбільших напружень та віброприскорень корпуса редуктора: проведено чисельне моделювання найбільш гострих режимів (зрушення електропоїзда з місця; ударні динамічні навантаження під час виникнення

кругового вогню в колекторно-щітковому блоці, при рухові в режимі тяги з переходом в режим екстреного гальмування) шляхом завдання навантажень, які відповідають вказаним режимам; експериментально визначено напруження у найбільш напружених точках корпуса тягового редуктора, встановлених під час проведення чисельного моделювання вище вказаних режимів. Виконано перевірку відповідності показників міцності вимогам нормативної чинної документації.

В дослідній поїздки вимірювалися: напруження у дев'ятьох точках на корпусі редуктора; вертикальні прискорення корпуса; зусилля, які створюються в болті кріплення корпуса тягового редуктора до поперечної балки рами візка. Дослідна поїздка здійснювалася на ділянці постійної експлуатації електропоїздів серії EP9.

Обробка зареєстрованих процесів змінювання напружень та зусиль в процесі випробувань показала, що під час проїзду стрілочних переводів суттєвого зростання зусиль та напружень не спостерігалось; при руху в режимі тяги на корпус тягового редуктора передається високочастотна вібрація, до якої найбільш чутливими були точки в місцях площин прилягання верхньої та нижньої частин корпусу. На гальмування реагують практично всі тензорезистори, а також і датчики вимірювання зусиль у болті приєднання корпуса редуктора до рами візка. При обробці зареєстрованих процесів проведено аналіз амплітудно-частотних характеристик. Основні несучі частоти вертикальних прискорень змінюються в діапазоні 37-60 Гц. Найбільші значення прискорень досягали 3,5 g, а напруження не перевищують 7 МПа. Далі було запропоновано впровадити корпуси тягових редукторів зварної конструкції КЕВРЗ у виробництво.

Вирішення задач надійності системи на основі моделювання напружено-деформованого стану залізничної колії засобами теорії розповсюдження пружних хвиль

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

Substantive provisions of working out mathematical model for the is intense-deformed condition of a railway way with application of the theory of distribution of elastic waves are stated. Results are using for the decision of problems of reliability of a way.

Теоретична база розрахунків залізничної колії постійно оновлюється та розвивається. Основними напрямками розвитку традиційно є міцність, стійкість та безпека. В останні часи відокремився новий напрямок – надійність колії, тобто створення наукової бази, що дозволяє прогнозувати стан колії в процесі експлуатації під дією різноманітних факторів. Надійність вивчає закономірності виникнення відмов конструкції та методи їх прогнозування, надає засоби підвищення надійності виробів, а також розробляє методи підтримання надійності в процесі експлуатації. В практиці ведення колійного господарства доводиться постійно вирішувати задачі, що пов'язані з теорією надійності: визначення міжремонтних термінів, облік впливу на них різних факторів, визначення періодичності контролю стану колії, прогнозування термінів служби елементів колії при різних умовах експлуатації та ін.

Щоб вести розробки в цьому напрямку необхідно мати розрахунковий інструмент. Існуючі моделі взаємодії колії і рухомого складу достатньо повно описують процес статичного і квазістатичного навантаження конструкції, однак такий підхід не дає можливості дослідження динамічних ефектів пов'язаних з рухомими швидкісними навантаженнями. Для вирішення більшості задач надійності залізничної колії недостатньо визначати тільки максимально вірогідні сили та напруження. Для оцінки накопичення деформацій в томи треба розглядати процес виникнення і затухання напружень, їх розповсюдження у товщі підрейкової основи в часі, вібраційну дію, амплітудно-частотні характеристики. Потреби практики диктують необхідність вивчення коливань системи тіл, як одного з основних факторів, що впли-

вають на безвідмовну експлуатацію конструкції колії та її споруд. На основі цих положень для вирішення поставлених задач було вибрано застосувати теорію хвильового розповсюдження напружень. На сьогоднішній час майже відсутні готові математичні моделі для вирішення подібних задач, особливо в загальній постановці, що пояснюється складністю їх створення. Однак використання сучасних аналітично-чисельних методів у поєднанні з потужною обчислювальною технікою відкриває нові можливості.

Для застосування теорії пружних хвиль залізнична колія розглядається як просторова система об'єктів, які характеризуються геометричними розмірами і фізичними властивостями. До них прикладаються сили, що мають будь-яку просторову орієнтацію, час дії та неперервність значення. В якості реакції на дію зовнішніх сил розглядається виникнення і розповсюдження в тілі об'єкта просторових хвиль. Розповсюдження хвиль коригується розмірами об'єктів і враховує зміни у параметрах хвильового процесу та виникнення відбитих процесів при переході з одного об'єкту до іншого.

За наведеними обґрунтуваннями було розроблено теоретичну математичну модель залізничної колії та відповідну практичну програмну реалізацію для виконання розрахунків на персональному комп'ютері.

Таким чином, розглянуто теоретичні основи та практична реалізація просторової моделі залізничної колії, ґрунтованої на принципах хвильової теорії. Запропонований підхід дозволяє отримувати рішення задач напружено-деформаційного стану залізничної колії у часі від просторового динамічного навантаження без залучення таких умовностей, як, наприклад, гіпотеза про постійність коефіцієнта реакції основи на прогин, яка може привести до викривлення не тільки чисельних, а й якісних характеристик розрахунку.

Визначення методики модуля пружності підрейкової основи за результатами експериментальних вимірювань показників взаємодії колії і рухомого складу

Бондаренко І. О., Курган Д. М., Савлук В. Є.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

Proposed a method determining the modulus of elasticity under-rail base on the results of experimental measurements of the interaction parameters the way and rolling stock. The theoretical study and analysis of practical use.

Модуль пружності підрейкової основи є однією з основних характеристик для визначення напружено-деформованого стану залізничної колії. Він показує зв'язок між діючою силою і деформацією – одне з положень, на якому базується сучасний метод інженерного розрахунку колії на міцність. Його значення впливає на точність розрахунку напружень в елементах колії, що відбивається на правильності встановлення експлуатаційних характеристик ділянки, в тому числі допустимої швидкості руху і строків призначення ремонтів. Існують пропозиції використовувати модуль пружності підрейкової основи як один з показників оцінки стану залізничної колії.

В 60...80 роках в ДПТі для натурного виміру модуля пружності застосовувався спеціальний гідравлічний навантажувальний пристрій, змонтований на базі чотиривісного вагону. При цьому сили, що діють на рейку, вимірювалися за допомогою встановлених у головці домкратів силомірів, а прогини рейок – за допомогою електричних прогиномірів. Пристрій дозволяв одержувати безпосередньо графіки залежності прогинів рейок від прикладеної вертикальної сили в кожному циклі навантаження й розвантаження. Для його застосування необхідно надавати тривалі «вікна», витрачати кошти і час на утримання.

Сьогодні відбувається пошук сучасного оперативного засобу вимірювання модуля пружності. Існуючи пропозиції, що ґрунтувалися на вимірюванні прогинів колії під проїздом поїзда, не знайшли загального практичного застосування. Основні труднощі виникали від неможливості забезпечити достатню точність вимірювання динамічного прогину – величини

яка має невелике значення та швидко змінюється у часі. Також на точність результатів впливало те, що прогинається не тільки безпосередньо рейка, а й земляне полотно навколо залізничної колії.

Наявність цифрового обладнання для виміру напружень в рейках, яке завдяки високій частоті дискретизації вимірювань дає змогу отримувати майже безперервний запис, відкриває можливість визначити модуль пружності за співвідношенням напружень в різних перерізах рейки. За цим принципом й було розроблено методику виміру модуля пружності підрейкової основи, що пропонується. Її було апробовано на декількох дослідних ділянках під час проведення Колієвипробувальною галузевою науково-дослідною лабораторією ДНУЗТу випробувань нового рухомого складу та нових конструкцій колії. Точність методики оцінювалась за розкидом отриманих результатів та за вимірюванням прогину колії у статиці. Також було проаналізовано зв'язок між точністю визначення модуля пружності і різними факторами, які залежать від колії, рухомого складу і процесів їх взаємодії, що надало змоги зменшити їх вплив на кінцевий результат.

Таким чином, розглянуто теоретичні основи отримання величин модуля пружності підрейкової основи та можливість їх практичної реалізації. Методика визначення фактичних значень модуля пружності підрейкової основи за результатами експериментальних вимірювань показників взаємодії колії і рухомого складу дозволяє отримати уточнені значення швидкості рухомого складу при проїзді поїзду по дослідній ділянці, режим руху по ділянці, зокрема вплив рухомого складу на обидві нитки рейкової колії, співвідношення напружень та сил, що діють на рейки при проїзді поїзду, зміну напружень від наявності фактичних нерівностей та вплив нерівностей на рух поїзда по дослідній ділянці, внесок роботи рейки як балки на значення модуля пружності підрейкової основи при зміні дискретних значень модуля пружності підшпальної основи.

Оптимизация конструктивных параметров вагонов-платформ для перевозки крупнотоннажных контейнеров

Бондаренко А. И., ПГУПС, Цыганская Л. В.,
ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

This report examines the existing optimization methods, and held the topological and structural-parametric optimization of the design of the flat car for transportation of large containers.

Основной проблемой при проектировании вагонов нового поколения является снижение массы тары конструкции. Решение этой задачи позволяет снизить затраты материалов на изготовление, сократить расходы в эксплуатации и повысить грузоподъемность вагонов в пределах допустимой нагрузки от колесной пары на рельсы. Снижения тары вагона при одновременном повышении грузоподъемности можно достигнуть в результате обеспечения более рациональной конструктивной формы вагона. При этом должны выполняться такие требования, предъявляемые к подвижному составу, как прочность и надежность.

Применение научных методов, в частности, методов оптимизации для решения поставленной задачи, позволит быстро и точно выбрать конструктивные параметры проектируемого вагона.

В докладе рассмотрены существующие методы оптимизации, а также проведена оптимизация конструкции вагона-платформы для перевозки крупнотоннажных контейнеров, которая выполнялась в два этапа.

На первом была проведена топологическая оптимизация, решающая проблему оптимального распределения материала в ограниченном пространстве с учетом действующих нагрузок и граничных условий таким образом, чтобы решение удовлетворяло требуемым условиям.

Следующим шагом стало применение структурно-параметрической оптимизации, которая позволила определить сечение и геометрические размеры узлов конструкции. После проведения исследований была предложена конструкция новой контейнерной платформы.

Метод розрахунку електромагнітних зусиль реле першого класу надійності

Бондаренко Б. М., Профатилов В. І., Разгонов А. П.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The method of calculation of electromagnetic relay's efforts first class reliability.

При діагностуванні і перевірці механічних параметрів реле першого класу надійності типів НМШ та РЕЛ необхідно виконати розрахунок магнітного кола реле. Через нелінійність магнітної системи реле, параметри котрої знаходяться в складній залежності від форми, розмірів і властивостей феромагнітних матеріалів, з яких виконані елементи реле, аналітичне рішення даної задачі викликає певні труднощі.

Відомі аналітичні методи розрахунку магнітного кола реле, зокрема магнітної проникності, магніторушійної сили (МРС), електромагнітного тягового зусилля настільки складні і громіздкі, що не дозволяють провести розрахунки з прийнятною точністю. При розробці автоматизованого вимірювального комплексу (АВК) для перевірки реле залізничної автоматики потрібно коректування методики розрахунків магнітного кола реле шляхом застосування нового підходу до отримання чисельних значень МРС на всіх ділянках магнітопроводу, магнітного потоку і магнітної проникності при відомому значенні ампер-витків обмотки реле, що намагнічує, в динамічному режимі роботи.

Дослідження магнітної системи реле НМШ і РЕЛ показали, що в них відбувається розсіювання потоку по всьому контуру магнітного кола, а головною складовою магнітного кола реле даного типу є повітряний зазор, від якого залежить магнітна проникність феромагнетика, оскільки зазор діє розмагнічуючи на магнітне коло. Для визначення механічних параметрів реле необхідно визначити тягові зусилля в динамічному режимі, тобто при включенні або виключенні реле. Відомі методики розрахунку електромагнітної сили в статичному стані реле не дозволяють встановити її пряму залежність від величини струму в обмотці реле.

Авторами пропонується вдосконалений графоаналітичний метод визначення тягових зусиль. Для визначення тягового зусилля при включенні реле необхідно знати магнітний потік в робочому зазорі між якорем і осердям. Магнітний потік створюється МРС, і залежить від значення магнітних опорів окремих ділянок магнітного кола реле. Магнітні опори ділянок магнітопроводу залежать від їх магнітної проникності.

Експериментальні дослідження показали, що в реле НМШ і РЕЛ між магнітним потоком і магнітною проникністю існує лінійна залежність, що вказує на те, що магнітопровід цих реле працює в лінійній частині основної кривої намагнічення феромагнетиків. За допомогою АВК одержано залежності струму і тягового зусилля реле при різних значеннях зазору, а на підставі їх була одержана експериментальна залежність магнітної проникності від фізичного зазору, яка використовується при графоаналітичному методі розрахунку.

Вдосконалений метод розрахунку магнітного ланцюга реле першого класу надійності дозволяє набути значення магнітної проникності, магнітного потоку і МРС на всіх ділянках магнітопроводу і в повітряному зазорі між якорем і осердям. Похибка визначення магнітного потоку і тягового зусилля склала не більше 6...8 %, тому вимірювання і розрахунки, виконані за допомогою АВК, дозволяють досягти достатньої для практичного застосування достовірності оцінки механічних параметрів реле, хоча і зажадають побудови експериментальної залежності магнітної проникності від фізичного зазору для кожного типу реле.

Оценка энергоэффективности нетягового подвижного состава

Бороненко Ю. П., Комарова А. Н.,
ФГБОУ ВПО «ПГУПС», Санкт-Петербург, Россия

Review of methods for determination the energy losses of moving train and set task of quantifying resistance to movement of creep forces and losses during vibration of the crew are presented in paper.

Главной задачей современных железнодорожных перевозок является повышение эффективности. Одним из решений является сокращение энергозатрат на тягу поездов за счет снижения сопротивления движению.

Во время движения значительная часть энергии локомотива потребляется на преодоление сопротивления движению поезда, что требует дополнительных затрат энергии на тягу для поддержания постоянной скорости движения. Энергия локомотива расходуется на восполнение потерь от рассеяния энергии при колебаниях экипажа и пути, на сопротивление от трения качения колеса по рельсу, на аэродинамическое сопротивление, на сопротивление трения в подшипниках букс и др.

Наиболее существенными в общем сопротивлении движению являются сопротивление трения качения колеса по рельсу, аэродинамическое сопротивление и энергетические потери при колебаниях подвижного состава.

Большие нагрузки и упругие деформации в зоне контакта при качении колеса по рельсу вызывают появление сил псевдопроскальзывания (крипа), оказывающих значительное влияние на устойчивость движения колесной пары в рельсовой колее и динамическое поведение всего экипажа. В работах, посвященных сопротивлению движения нетягового подвижного состава, сопротивление от сил псевдопроскальзывания либо не учитывается, либо его величина получается из опытных данных.

В работах, посвященных сопротивлению движения железнодорожного подвижного состава, мощность рассеяния энергии при колебаниях оценивается через функцию рассеяния в уравнениях, описывающих колебаний подвижного состава. Количественной оценки влияния рассеяния энергии при колебаниях и ее зависимостей от параметров подвешивания экипажа не проводилось.

В работе выполнен обзор методов и результатов определения энергетических потерь при движении поезда, сформулирована и поставлена задача количественной оценки величины сопротивления движению от сил крипа и потерь при колебаниях экипажа на рессорном подвешивании в зависимости от условий движения.

Оценка аварийности на железнодорожных переездах Литвы

Бурейка Г., Людвинавичюс Л.,
ВГТУ, Вильнюс, Литва

The main problem of railway traffic safety in Lithuania is fatal accidents on railway level crossings. More than 60 % of rolling-stocks collisions with road transport vehicles, 20 % of killed stranger persons and 35 % injures occur namely on Lithuanian railway crossings. Statistical analysis of railway crossings accidents in 2006-2011 years is presented. Key parameters of railway crossings and the main factors, which influence on accidents rate of railway crossing, are determined. Estimation method of railway crossings accidents rate in Lithuania is given.

Одна из самых острых проблем, с которой чаще всего сталкиваются специалисты безопасности железнодорожного движения Литвы, это столкновения поездов с автомобилями и гибель людей на железнодорожных переездах. Плотность расположения переездов в Литве

составляет 4,2 км по длине железной дороги. Происшествия именно в этих проблемных местах железной дороги составляют: более 60 % – столкновения поездов с сухопутными транспортными средствами, около 20 % – наезды на людей со смертельным исходом и около 35 % – тяжело раненных т. Эти цифры оказывают существенное влияние на общие показатели безопасности железнодорожного движения страны, которые являются одними из худших среди стран Европейского Союза. В большинстве случаев решающее влияние на возникновение аварий на железнодорожных переездах оказывает человеческий фактор, т. е. нарушение Правил дорожного движения. Авторы доклада считают, что немаленькую роль всё-таки играют и объективные обстоятельства: погодные условия, ограниченная видимость, недостаточно информативные сигналы, освещение переезда и т. д. В докладе рассматриваются параметры и условия работы железнодорожных переездов, влияющие на аварийность или их безопасность, то есть технические возможности предотвратить несчастные случаи. Анализируются факторы, влияющие на безопасность железнодорожных переездов. Это – интенсивность движения поездов и автомобилей через железнодорожный переезд, видимость приближающегося поезда с обеих сторон переезда, скорость движения поездов, число железнодорожных путей (однопутный, двухпутный, трёхпутный и т. д.), уровень оборудования сигнализации и автоматики переезда, населённость местности, наличие ограждений и т. д. Выделяются те факторы, которые возможно описать математическими выражениями.

На основе статистических данных с 2006 по 2011 год, методом логической регрессии, опираясь на ранее выявленные решающие факторы безопасности при пересечении железнодорожных путей, определяются наиболее проблемные железнодорожные переезды, на которых с наибольшей вероятностью могут произойти железнодорожные происшествия. На основе результатов исследования формулируются выводы и рекомендации специалистам безопасности железнодорожного движения, какие первоочередные меры по предотвращению несчастных случаев и на каких железнодорожных переездах необходимо принять незамедлительно.

Анализ проблем, возникающих при торможении в процессе формирования составов

Бучинскас В., Субачюс Р., Лунис О.,
ВГТУ, Вильнюс, Литва

This paper is intended to problem of use sliding block for breaking process of cars during distribution. Use of sliding blocks is easy and quite cheap, nevertheless it has some problems. There are required high skills of personal, breaking process of efficiency varies from road conditions, also security problems can appear. Paper deliver experimental research and analysis of breaking efficiency using sliding blocks. Results of research are presented in the paper. Finally, conclusions and generalization are made.

При торможении грузовых составов на сортировочных станциях штатные средства автоматического торможения вагонов часто бывают недостаточно эффективными. Для окончательного снижения скорости сортируемых вагонов используются средства ручного торможения – башмаки. Этот метод прост и дешев, но имеет ряд существенных недостатков. Во-первых, для эффективного и своевременного торможения требуется персонал, обладающий необходимым опытом и сноровкой. Во-вторых, появляется угроза безопасности движения вагона, имеется целый ряд обстоятельств, от которых зависит путь торможения и моментная величина силы торможения. В-третьих, долговременное скольжение колеса вагона создает возможность появления ползуна на поверхности качения колесной пары.

Во избежание выше упомянутых проблем при торможении башмаком в докладе приводится анализ качества торможения при различных климатических и дорожных условиях.

Для анализа используются экспериментальные данные процесса и анкетные данные исследования различных факторов в процессе торможения.

Приводятся результаты анализа проблемы, требующие немедленного решения, показаны способы и пути уменьшения негативных процессов.

Технология проектирования вибро- и противоударной амортизации для снижения динамических нагрузок на механизмы и оборудование

Бызов В. В., Кузнецов Н. А., Попков С. В., Самойлов А. О.,
ФГУП ГНЦ РФ «ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова», Санкт-Петербург, Россия

The question of designing and calculation of equipment vibration and antishocking defence are considered in this paper for providing the strength characteristics of this equipment and elements of its fastening. The necessity of fulfilling the modern requirement on vibration conditions in the compartments is considered also. The importance of taking into account the rigidity of air layer with designing of antishock modules vibrating defence is pointed out.

В работе дается анализ эксплуатационных воздействий, действующих на амортизированные механизмы, оборудование и жилые модули в период их эксплуатации. Рассмотрены статические, квазистатические, установившиеся (вибрация основания) и неуставившиеся воздействия, возникающие при эксплуатации амортизирующих креплений.

Приводятся требования к амортизирующим конструкциям, которые применяются в составе амортизирующего крепления.

Исходя из требований Российского Морского Регистра Судоходства и Санитарных Норм, приводятся правила и порядок проектирования амортизирующих креплений механизмов, оборудования и жилых модулей для защиты механизмов и обеспечения условий обитаемости в жилых модулях. Показано, в каких случаях необходимо учитывать жесткость воздушного слоя при создании амортизирующих креплений жилых модулей и капотов машин и механизмов. Показана необходимость учета статической и динамической жесткости промежуточной рамной конструкции при выполнении расчетов работоспособности амортизирующих креплений механизмов и оборудования.

Компьютерное моделирование условий движения и схода грузового поезда

Быков В. А., Зубачев В. О.,
ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

Computer simulation of real situation of freight train derailment was produced. Virtual experiments were done for investigation of vehicles interaction between each other and their impact on the rail track. The longitudinal forces are determined which arise in the automatic couplers, as well as the lateral forces due to interaction between the wheels of running gear and rails. Position of a wheelset against the rail track is analyzed. Analysis of the obtained results is conducted.

В настоящее время компьютерное моделирование предоставляет широкие возможности для моделирования динамики подвижного состава. Из зарубежных программных продуктов, применяющихся для моделирования динамики железнодорожных экипажей, можно выделить «VI-Rail» компании VI-Grade, из российских – программный комплекс «Универсальный механизм». Эти программы позволяют решать множество железнодорожных задач, например, задачи безопасности движения, где для экипажей в составе поезда необходимо анализировать величины показателей, которые могут быть получены только в пространственной постановке, таких как силы отжатия рельсов, коэффициенты устойчивости при вкатывании колес и других. При этом все остальные экипажи поезда, пространственная динамика которых не исследуется, могут быть любыми упрощенными моделями, например одно-массовыми.

ОАО ВНИКТИ выполнены расчеты по моделированию движения грузового поезда (вес 4481 т, 48 полувагонов с двумя тепловозами в головной части 3ТЭ10МК и с подталкивающим тепловозом 3ТЭ10МК в хвостовой части) на участке подхода и в месте схода, допущенного на участке Комсомольск-на-Амуре – Высокогорная Дальневосточной ж.д.

Моделирование проводилось в программном комплексе «Универсальный механизм» в два последовательных этапа.

На первом этапе в модуле «UM Train» была разработана модель поезда, состоящая из одномассовых моделей экипажей, имеющих одну степень свободы (вдоль пути). В результате проведенных виртуальных экспериментов получены продольные силы, возникающие в автосцепках экипажей при движении состава с заданными параметрами во всех сечениях поезда.

На втором этапе моделирование проводилось в модуле «UM Train 3D». Это позволило уточнить динамическое поведение экипажей в сечении поезда, в котором наблюдались максимальные значения продольных сил, и оценить боковые силы взаимодействия колес и рельсов, которые являются важным показателем, оценивающим силовое воздействие экипажа на путь.

Полученные в результате расчета продольно-динамические силы в поезде сопоставлены с максимально допустимыми по безопасности движения сжимающими продольными силами.

Проанализировано положение колёсной пары на рельсовой колее в момент действия максимальных боковых сил, полученных в расчете.

Боковые силы сопоставлены с максимально допустимыми по условию предотвращения распора колеей от одной колёсной пары и от группового действия колёсных пар тележки.

Проблемы износа колесных пар при обновлении парка подвижного состава

Вайчюнас Г., Гялумбицкас Г., Лингайтис Л.,
ВГТУ, Вильнюс, Литва

In the railways of Lithuania diesel locomotives 2M62 have gradually been replaced by SIEMENS ER20CF series diesel locomotives made in Germany. Having run 170 – 200 kilometers, the roll surface of some of their wheels in the wheel pair starts to crumble. The wheel pairs of diesel locomotives of both series went through wear tests. Having performed the tests, no evidence was found that the wheel-rail rigidity ratio could cause crumbling of the wheel surface of SIEMENS ER20CF.

На протяжении многих лет на Литовских железных дорогах использовались грузовые тепловозы серии 2М62. Одной из характерных проблем их эксплуатации был износ гребней колесных пар из-за трения о рельсы при прохождении кривых. В связи с этим примерно каждые 100 – 125 тысяч километров пробега требовалось восстанавливать профиль поверхности катания колеса путем его обточки. Частично эта проблема была решена установкой на тепловозах системы смазки гребней. В результате пробег между обточками увеличился до 30 % (в зависимости от условий эксплуатации). По достижении 30 и более лет тепловозы 2М62 были постепенно заменены произведенными в Германии тепловозами SIEMENS серии ER20CF. После пробега 170 тыс. км на некоторых колесах этих локомотивов были обнаружены дефекты поверхности катания. Для выяснения причин их возникновения были проведены исследования. Изучив характер износа колес, было установлено основное различие: на локомотивах 2М62 изнашивается гребень, а на локомотивах SIEMENS ER20CF – поверхность катания колес. После установки на локомотивах 2М62 системы смазки гребней интенсивность их износа значительно уменьшилась. Сравнивая интенсивность износа колесных пар локомотивов 2М62 без смазки и со смазкой видно, что при смазке гребней не только уменьшается интенсивность их износа, но и выявляется его зависимость от положения ко-

лесної пари на локомотиві. На нових тепловозах мають установлені на заводі системи смазки гребней колесних пар, к тому ж ходова частина собрана значно точніше і краще. По цим причинам знос гребней колесних пар не є такою гострою проблемою, як це було на тепловозах 2М62. Однак изнашивается поверхність катання. Як на локомотивах 2М62, так і на SIEMENS ER20CF більше всього изнашивается профіль катання колес першої колесної пари. Після пробігу 170...200 тис. км виявилось, що це є найбільшою проблемою колесних пар тепловоза SIEMENS ER20CF. Коли пробіг тепловоза досягає згаданого межі, поверхність катання колес деяких колесних пар починає крошиться. Сточив приблизно 5 мм металу, профіль поверхності колеса можна відновити, і колесо можна експлуатувати далі. В зв'язі з цим відповідно зменшується діаметр катання колеса. Так як різниця діаметрів колес тепловоза регламентована, після обточки одного колеса з-за викрашивания, доводиться обтачувати і інші (ще 11 колес). В сумі утворюються великі втрати по ресурсу колес. Виникло підозріння, що причиною крошення поверхності колеса може бути недостатня/злишній твердість колеса або його хімічний склад. З метою підтвердити або опровергнути це підозріння були виконані: оглядове вивчення поверхності обода; вивчення твердості металу колеса; аналіз документів по виготовленню колес і порівняння їх з отриманими результатами вимірювання твердості колеса. Виконавши дослідження, встановлено, що немає підстав утверджувати, що співвідношення твердості колесо-рельс могло бути причиною викрашивания поверхності колеса.

Вплив структурних перетворень при експлуатації залізничних коліс на формування ушкоджень

Вакуленко І. О., Проїдак С. В., Надєждин Ю. Л.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

The estimate of mechanism formation damage behavior is considered to be result of strengthened and heat metal on the surface roll wheels.

Для виготовлення залізничних коліс використовують вуглецеві сталі з 0,55...0,65%С. З урахуванням досягнення відносно низьких швидкостей охолодження при термічному зміцненні обода залізничного колеса усунути відділення по границях аустенітних зерен шаруватості структурно вільного фериту достатньо складно. На підставі цього значна частина об'єму обода колеса має структуру дрібнодисперсного перліту з переривчастою сіткою фериту по границях перлітних колоній. В процесі експлуатації залізничного колеса нерівномірність розподілу пластичної деформації та розігрів до різних температур по поверхні кочення супроводжуються змінами структурного стану металу незалежно від рівня зміцнення при виготовленні. При нагріві вуглецевої сталі пропорційно температурі прискорюються процеси сфероїдизації та коалесценції карбідної складової структури.

В порівнянні з пластинковою формою глобулярні частки цементиту навпаки, після високих сумарних деформацій залишаються практично незмінними. В цьому випадку розвиток процесів деформаційного зміцнення в фериті, які пов'язані з розташуванням, дисперсністю, кількістю карбідної фази, визначають зміну комплексу властивостей металу залізничних коліс під час експлуатації. Так, у випадку розташування глобулярних часток цементиту по границях феритних зерен з великими кутами розорієнтації, досягаються умови підвищення опору процесам зародження та зростання тріщин, особливо для інтервалу низьких температур. Наведений вплив обумовлений співвідношенням між кількістю місць зародження і анігіляцією дислокацій в металі колеса під час його навантаження. Відомо, що при розташуванні часток по феритних границях, поверхня розподілу між феритом і карбідом може виконувати функції як джерела, так і місця анігіляції дислокацій. Таким чином, стає зрозумілим, що збільшення поверхні розподілу між фазами буде сприяти підвищенню тріщиностійкості ме-

талу. Дійсно, як свідчать відомі експериментальні результати, підвищення об'ємної частки карбідної складової без зміни її дисперсності або підвищення дисперсності при постійній їх кількості, сприяють зростанню опору зародженню тріщин при навантаженні металу. В протилежність цьому, коли розмір зерна фериту суттєво перебільшує відстань між карбідами, при навантаженні металу в значній мірі змінюється співвідношення між процесами зародження дислокацій і їх анігіляцією. Границя розподілу між феритом і цементитом може виконувати функції місць анігіляції дислокацій лише у випадку, коли карбідна частка розташовується на границі зерна та значно рідко в кристалографічній площині ковзання дислокації. На підставі цього при навантаженні металу буде спостерігатися, пропорційно збільшенню кількості глобулярних карбідних часток, зростання джерел зародження дислокацій без зміни кількості місць їх анігіляції. В цьому випадку випереджальне збільшення дислокацій, які зароджуються, в порівнянні з тими, що поглинаються системою, буде сприяти накопиченню їх навколо часток цементиту, що приведе до різкого зростання параметрів деформаційного зміцнення металу. Наведені об'єми металу за рахунок дуже швидкого вичерпання ресурсу накопичення дефектів достатньо часто стають місцями формування ушкоджень металу залізничного колеса. Таким чином, якісні структурні зміни, що обумовлені випадковим характером розвитку процесів наклепу та розігріву металу по поверхні кочення, в значній мірі визначають кінетику формування осередків руйнування залізничних коліс при експлуатації.

Обоснование характеристик рессорного подвешивания грузового вагона

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

Suspension parameters of freight wagon are determined.

Для установления наилучшей связи используют различные методы обоснования в зависимости от её назначения и реализуемых процессов. В проведенных исследованиях вначале были определены связи, минимизирующие виброн нагруженность рессорного подвешивания грузового вагона в стационарном режиме движения при гармоническом воздействии пути переменной частоты. Вводя в нелинейное уравнение частное решение по виду возмущения и усредняя функции связей за период колебаний, переходим к двум эквивалентным уравнениям относительно амплитуд $a(t)$ и фаз $\varepsilon(t)$. Задавая им приращения и линеаризируя связи, получаем уравнения возмущенного движения, в том числе упрощенные в стационарном случае $\dot{a} = \dot{\varepsilon} = 0$.

Условие устойчивости $a_k > 0$, $k=1, 2 \dots n$ выполняется почти во всех режимах при $m\omega^2 \langle Q(x) \rangle$, кроме резонансного. Упругие и диссипативные силы здесь должны возрастать с амплитудой колебаний, т.е. иметь линейную или жесткую (билинейную) характеристику. Релейная характеристика диссипации непригодна в резонансной области, а упругости в широком спектре частот.

В переходном процессе уравнение динамического состояния в фазовых координатах дополнялось краевыми условиями за четверть периода колебаний, а качество связи $Q(x)$ - квадратичным функционалом. Решением задачи синтеза управления по принципу максимума получено оптимальное управление при импульсном (функция Дирака) и единичном (функция Хевисайда) воздействии: в первом случае получена нелинейная параболическая характеристика с малым зазором, а во втором – типа «зазор» с жесткостью линейного участка $c = Q'(x) = 1,2m\omega^2$.

Характеристики демпферов оценим с предварительной их линеаризацией по дисперсии ускорения кузова при спектре неровности пути $S_n = \zeta v / \omega^2$, $\zeta = 2D_H \alpha_1$: $D_{z1} = \zeta v v^3 / 8v$, $v^2 = c/m = g/f$, $D_{z\Delta} = \zeta v v^3 / 3\varphi_\Delta$, $D_{z0} = 1,4\varphi_0^2 + 0,3(\zeta v^3)^2 v^2 / \varphi_0^2$, $\varphi_0 = F_0 / m$ в трех вариантах

диссипации. В первом случае здесь гидrogасители одностороннего действия, во втором симметричное релейное трение с люфтом, исключающим передачу возмущения от пути через демпферы, а в третьем релейное трение.

Выявлены минимальные среднеквадратичные ускорения кузова при первых двух типах диссипации. Упругое включение демпферов обеспечивает их виброзащиту, но снижает расчетную диссипацию, повышая ускорения. Более того, оно преобразует функционал из пологой функции в крутую. При нелинейной диссипации, в отличие от линейной, расчетное демпфирование зависит от уровня возмущения и не может быть оптимальным для дорог различного качества. Отсюда лучшие характеристики диссипации – линейная и мягкая нелинейная, смягчающая ограничение диссипативной силы. Такие характеристики реализуют в гидrogасителях пластинчатые предохранительные клапаны.

Обоснование характеристик рессорного подвешивания пассажирского вагона

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

Method of calculating the suspension of passenger coach is shown.

Рациональные характеристики и оптимальные параметры связей вагона определяют виброн нагруженность связей вагона, минимизируют виброн нагруженность кузова и пассажиров. Критерий плавности вагона по существу определяется среднеквадратичными ускорениями кузова от случайного возмущения пути. Эта плавность наиболее полно достигается в двухступенчатом подвесе: тележечном и кузовном.

Исследования показывают, что уровень диссипации имеет оптимум ввиду диссипативного и возмущающего действия демпферов. Имеется также оптимум соотношения жесткостей по ступеням подвеса. С повышением гибкости подвеса снижаются ускорения подрессоренной массы. Однако гибкость подвеса ограничена сверху условиями боковой устойчивости кузова.

В случае линейных или линеаризованных связей с параметрами жесткости c_T , c и диссипации β , β_T , соотношении подрессоренных масс $\mu = 2m_T / m \leq 0,25$ и жесткостей $\varepsilon = c / c_T \leq 0,25$ в сравнительных оценках можно пренебрегать малым влиянием $\beta_T \approx 0$.

Дисперсии пропорциональны возмущению пути $h\nu$ и множителю $\sqrt{c^2 c_T}$. Минимизация дисперсии реакции пути при узком и широком спектрах воздействия дает рациональный интервал соотношения жесткостей: $\mu / \mu_0 \leq \varepsilon \leq \sqrt{\mu / \mu_0^3}$; при $\mu = 1/4$ $0,2 \leq \varepsilon \leq 0,35$; $\delta = f / f_\Sigma = 0,8 \dots 0,7$. При этом дисперсия реакции $D_r = \mu_0^2 D_0$, т.е. в $\mu_0^2 \approx 1,5$ раза превышает дисперсию виброн нагруженности кузова.

В мягкой характеристике нелинейной диссипации $F_\mu(\dot{x})$ параметр $\beta_\mu = cnt$ в $F_f(\dot{x})$ снижается с увеличением $\sigma_{\dot{x}}$, а в жесткой увеличиваются. Кроме того, при линейной и мягкой диссипациях максимальные усилия ограничены.

Заменяя в равенстве $\sigma_x^2 = \zeta \nu c_T / 4\beta$, $\beta = \beta_0$ получаем: $\gamma_0 = 1,25 \sqrt{\beta_0^3} / \sqrt{\zeta \nu c_T}$, $F_0 = 0,63 \sqrt{\zeta \nu c_T \beta_0}$, $\mu_0 = 2,9 \beta_0$, а вводя выражения $\beta = \beta_i$ в дисперсию $D_z(\beta_i)$, среднеквадратичные ускорения кузова в функции параметров и скорости движения. Это параболические кривые с численным значением при $\nu \approx 50$ м/с: $\sigma_{zm}(\beta_0; \mu_0) = 0,34$; $\sigma_{zm}(\gamma_0; \varphi_0) = 0,48$ м/с².

За счет оптимума диссипации при всех ν линейная (β_0) и мягкая (μ_0) характеристики обеспечивают наименьшую виброн нагруженность кузова. Релейная диссипация блокирует

весьма малые колебания: при $\nu \rightarrow 0$ $\sigma_{z0} = 0,28$ м/с²; затем ускорения нарастают по линейному закону. Люфт исключает блокирование и обеспечивает характеристику, близкую квадратичному сопротивлению. В итоге наилучшей характеристикой демпфера является линейная или мягкая характеристики, реализующие плавную, близкую к гармонической, функцию времени. Гибкое упругое крепление в проушинах здесь не требуется ввиду амортизации воздействия пути тележечной ступенью подвеса.

Удосконалення конструкції вагонів-платформ з метою підвищення їх збереження при експлуатації в міжнародному залізнично-водному сполученні

Візняк Р. І., Ловська А. О.,
УкрДАЗТ, Харків, Україна

Heavily deformed wagon bodies condition while their interaction with fastenings concerning ferry's deck at the conditions of rough waves was studied. Ways for wagon structures adaptation for operation in international railway-ferry communication were developed.

Велику роль в умовах підвищення обсягів перевезень поміж країнами за останні роки відіграють залізнично-поромні перевезення, як невід'ємна складова ефективної транспортної логістики у загальному масштабі.

В умовах розвитку контейнерних перевезень простежується інтенсифікація експлуатації вагонів-платформ в напрямку міжнародних транспортних коридорів.

На підставі досліджень статистичних даних пошкоджень вагонів в міжнародному залізнично-водному сполученні (МЗВС) стало можливим зробити висновок, що за останні роки кількість пошкоджених вагонів-платформ при даному виді комбінованої взаємодії складає близько 30 % від загальної кількості пошкоджених вагонів, що перш за все обумовлено їх конструкційною непристосованістю до надійної взаємодії з багатообертовими засобами закріплення відносно палуб судна в умовах морського хвилювання. Основними пошкодженнями вагонів-платформ є деформація бортів, відрив скоб лісових стояків.

З метою забезпечення збереження вагонів-платформ були досліджені їх умови експлуатації в МЗВС.

Дослідження динаміки та міцності універсального вагона-платформи моделі 13-401 виробництва Дніпродзержинського вагонобудівного заводу в МЗВС в умовах хвилювання моря показали, що з урахуванням закріплення вагона відносно палуби поромного судна з використанням існуючої схеми показники стійкості та міцності конструкції не забезпечуються.

Максимальні еквівалентні напруження, які виникають в конструкції універсального вагона-платформи при несиметричному закріпленні ланцюгових стяжок, спостерігаються при бортовій качці залізнично-поромного судна в зоні розміщення скоби лісового стояка та дорівнюють 638 МПа. Переміщення у вузлах складають 5 мм, деформації – $2,6 \cdot 10^{-3}$ одиниць.

З метою забезпечення збереження залізничних вагонів-платформ при перевезенні поромним судном в умовах морського хвилювання пропонується оснащення їх спеціальними вузлами для взаємодії з багатообертовими засобами закріплення залізнично-поромних суден, розробленими на кафедрі «Вагони» УкрДАЗТ.

Дослідження напружено-деформованого стану універсального вагона-платформи при обладнанні спеціальними вузлами для закріплення відносно палуби в умовах морського хвилювання показали, що його міцність забезпечується. Максимальні еквівалентні напруження в конструкції при вертикальній качці судна знаходяться в межах 100 МПа, переміщення у вузлах складають 4,6 мм, деформації $8,3 \cdot 10^{-4}$ одиниць. При кильовій качці максимальні еквівалентні напруження складають близько 110 МПа, переміщення – 4,6 мм, деформації – $8,6 \cdot 10^{-4}$ одиниць. В умовах бортової качки судна напруження в конструкції складають близько 150 МПа, переміщення у вузлах – 4,5 мм, деформації – $1 \cdot 10^{-3}$ одиниць.

На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що запропоновані заходи дозволять забезпечити збереження вагонів-платформ в МЗВС та підвищити ефективність експлуатації їх в напрямку міжнародних транспортних коридорів.

Совершенствование модернизации вагонов-цистерн

Воронова Н. И.,
МИИТ, Москва, Россия

There is a huge amount of non-used cisterns for transportation of powder-like freight in the wagon fleet in Russia. As there is a lack of cistern fleet for liquid freight it's difficult to meet the requirements for transport customers. That's why the modernization and re-equipment of tank wagons are of great importance.

Важнейшим направлением перспективного развития вагонного хозяйства железнодорожного транспорта России является переход на наиболее экономичные и прогрессивные технологии, соответствующие требованиям рынка транспортных услуг при значительном повышении эффективности производства и приведении технического потенциала в соответствие с требованиями грузоотправителей и грузополучателей.

В связи с этим становится актуальной проблема разноплановой модернизации конструкций специализированных грузовых вагонов, особенно специализированных цистерн.

Транспортные компании постоянно стремятся приспособлять за счет модернизации имеющиеся цистерны для перевозки грузов рыночной востребованности. Однако технологии модернизации вагонов-цистерн развиты недостаточно, и для восполнения этого пробела были проведены глубокие научные исследования по данной проблематике:

- разработана уточненная методика оценки работоспособности модернизированного котла цистерны, перепрофилированного на перевозку светлых нефтепродуктов;
- установлены закономерности изменения напряжений в котле цистерны в зависимости от геометрических параметров и монтажа подкрепляющих элементов;
- определено влияние технологии монтажных работ на напряжённо-деформированное состояние ремонтируемых зон котла и подкрепляющих элементов;
- предложена новая методика и проведены ресурсные испытания зон котла цистерны, на которых производились сварочные работы.

Использование разработанной методики оценки работоспособности модернизированных вагонов позволило с высокой экономической эффективностью и в минимальные сроки освоить поточную технологию переоборудования цистерн-цементовозов в цистерны для перевозки светлых нефтепродуктов. В течение четырёх лет более 140 единиц переоборудованных цистерн успешно эксплуатируются на дорогах стран СНГ.

Созданная установка для оценки ресурса переоборудованного котла цистерны позволяет ускорить сдачу в эксплуатацию модернизированных вагонов и обосновать реальные сроки их полезного использования.

Разработанная конструктивная схема перфорированных усиливающих накладок позволяет усовершенствовать технологию их монтажа и повысить прочность отремонтированных элементов вагонов.

Предложенные способ перепрофилирования железнодорожной цистерны, а также стенд для испытания котла цистерны на многоцикловые нагрузки будут способствовать дальнейшему развитию технологий ремонта, повышая технический уровень и экономическую эффективность модернизированного подвижного состава.

Положительные результаты проведённых эксплуатационных испытаний являются основой для разработки требований к технологии серийной модернизации вагонов этого типа на вагоноремонтных предприятиях, с экономически обоснованными затратами.

К вопросу о вписывании подвижного состава в габарит

Гаркави Н. Я., Федоров Е. Ф., Карпенко В. В., Заболотный А. Н., Клименко И. В., ДИИТ,
Литвиненко О. Н., ІСЦ ДП Придніпровська залізниця, Днепропетровск, Украина

There are discussed of three questions.

- In the normative literature about fitting of the rolling stock into the clearance diagrams there are the mistakes and the expressions, what are difficult understood.
- During sought-after test of the rolling stock it is necessary to check sufficiency of the spares are provided into the clearance diagrams.
- There are brought the algorithms of the designing of the look of the different types of the rolling stock regarding as to fit into the clearance diagrams.

Понятия габарита подвижного состава, а также строительного и проектного очертаний подвижного состава введены в п.1.1 ГОСТ 9238-83. Последний абзац вводной части и п.4.10 этого стандарта фактически нормируют Инструкцию по применению габаритов приближения строений и подвижного состава как обязательное приложение к стандарту. Эта Инструкция состоит из двух частей: «Инструкции по применению габаритов подвижного состава ГОСТ 9238-83», имеющей код ЦВ/4422, и «Инструкции по применению габаритов приближения строений ГОСТ 9238-83», имеющей код ЦП/4425. В Украине с 22.12.2008 г. (наказ Мінпромполітики України №879) действует еще один документ — «Рухомий склад залізниць. Габарити рухомого складу. Методи визначення габаритних розмірів. СОУ МПП 45.060-252:2008». Этот документ в части методики проведения расчётов аутентичен Инструкции ЦВ/4422 [2]. Согласно п.1.1.2 и п.1.1.5 Инструкции ЦВ/4422 ГОСТ 9238-83 распространяется на следующие статические габариты: Т, Та, Тб, Тпр, Т'пр, Тц, 1-Т, 1-Та, 1-ВМ, 0-ВМ, 02-ВМ и 03-ВМ, предполагающие различные условия обращения подвижного состава. Статический габарит предполагает возможным самое «неудачное» сочетание выбранных зазоров, допустимых износов и перемещений, как для пути, так и для деталей подвижного состава, а запасы на динамику подвижного состава и на наклонение кузова в кривой заложены в сам габарит. ГОСТ 9238-83 распространяется на подвижной состав с конструкционными скоростями не выше 160 км/ч, т.к. допускаемая динамика подвижного состава нормируется соответствующими Нормами в процентах от статического прогиба подвески, а в традициях отечественных вагоно- и локомотивостроения статический прогиб в мм примерно равен конструкционной скорости в км/ч. Габарит состоит из верхнего и нижнего очертаний. Нижние очертания габарита определяют возможность (или невозможность) прохода данным подвижным составом сортировочных горок при разном положении замедлителей, а также путей, оборудованных устройствами для надвига вагонов.

В докладе описано неформальное определение понятия строительного очертания железнодорожного подвижного состава, перечислены некоторые неточности, перешедшие из ГОСТ 9238-83 и Инструкции ЦВ/4422 в украинский документ, отмечены особенности натурных испытаний вписывания подвижного состава в габарит, описаны элементы САПР облика железнодорожного подвижного состава, касающиеся удовлетворения требованиям вписывания подвижного состава в габарит. Описанные элементы САПР касаются полувагонов, думпкаров, платформ с неоткрывающимися бортами, платформ без бортов, платформы, которые могут эксплуатироваться с открытыми бортами, крытого грузового вагона, пассажирского, почтового, багажного вагона и реф-секции, цистерны, бункерного вагона, локомотивов, вагонов МВПС, платформенных и корытообразных транспортеров, миксера.

Експериментальне обоснование выбора эффективного метода повышения сцепления в системе «колесо-рельс»

Горбунов Н. И., Слащов В. А., Ковтанец М. В., Просвирина О. В.,
ВУНУ, Луганск, Украина

We study the problem of experimental determination of friction coefficient and the main resistance movement under different conditions of friction with the rail-wheel contact, as well as the selection and justification of a reliable and fast system to increase the coefficient of friction.

В настоящее время сложились условия, когда особое значение приобретает увеличение степени использования мощностей имеющихся и вновь создаваемых локомотивов. Помимо постепенного обновления парка локомотивов на более совершенные, с улучшенными тяговыми и эксплуатационными характеристиками, проводится большая работа по улучшению тяговых свойств ранее построенных локомотивов. В этих условиях требования к оценке тяговых свойств локомотивов значительно повышаются. Недостаточное использование фрикционных свойств колес подвижного состава и рельсов приводит к неоправданным энергетическим потерям железнодорожного транспорта.

Результаты эксплуатации железнодорожного транспорта и другой техники показывают, что на преодоление трения теряется от 1/4 до 1/3 всей вырабатываемой локомотивом энергии.

При повышении энергонагруженности контакта колеса с рельсом происходят потери механической энергии в системе, расходуемые на необратимые изменения в тонких поверхностных слоях и генерирование тепла. В эксплуатации это проявляется в виде частых боксований колес, значительного выхода из строя рельсов по контактно-усталостным дефектам, больших потерь остродефицитного материала бандажа, вследствие естественного и технологического износов, недоиспользования мощности силовой установки, перерасхода топлива или электроэнергии, песка, смазочных материалов и т.д.

Улучшение фрикционных свойств в системе «колесо-рельс» за счет конструктивных, материаловедческих и технологических факторов способствует созданию потенциально высоких фрикционных свойств системы, однако не является гарантией реализации тяговых усилий без боксования колес. Это объясняется доминирующим влиянием на фрикционные свойства климатических и погодных условий эксплуатации локомотива. Наиболее эффективным и распространенным средством устранения этих влияний стало использование песка. Необходимость улучшения фрикционных свойств была столь очевидна, что многочисленные недостатки от применения песка, прежде всего повышенный износ рабочих поверхностей колеса и рельса, а также засорение песком рельсошпальной решетки и балластной призмы, не принимались во внимание. Еще одним важным недостатком использования песка является то, что при подаче значительная его часть остается на рельсах после прохождения колес локомотива, что вызывает примерно на 12...20 % увеличение сопротивления движению поезда.

На кафедре железнодорожного транспорта ВУНУ им. В. Даля разработана система повышения сцепления посредством струйно-абразивной очистки поверхности рельса (или колеса и рельса), при помощи которой абразивный материал под действием сжатого воздуха с высоким ускорением действует как очищающее средство и внедряется в поверхностный слой рельса, очищает его от поверхностных загрязнений, производит или очистку, или микрорезание, или шаржирование поверхности.

Поэтому остается актуальным вопрос экспериментального определения коэффициента сцепления и основного сопротивления движению при различных фрикционных условиях контактирования колеса с рельсом, а также выбор и обоснование надежной, быстродействующей и эффективной системы локомотива для повышения коэффициента сцепления.

Анализ повреждений несущих конструкций вагонов промышленного транспорта

Горобец В. Л., Пулария А. Л., Лесничий А. Ю.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The analysis of load-bearing structures damaged cars and industrial vehicles examined the reasons for their cause.

Известно, что вагоны промышленного транспорта предназначены для внутренних перевозок, связанных с производственным процессом промышленных предприятий (доставка сырья, полуфабрикатов, готовой продукции), а также непосредственно с технологическим процессом для выполнения внутривозовых или внутрицеховых транспортных операций.

Поэтому исследования, связанные с уточненной оценкой причин существующего технического состояния вагонного парка предприятий промышленного транспорта и их влияния на безопасность его эксплуатации, несомненно являются актуальными.

В ходе исследований рассмотрены наиболее распространённые вагоны на промышленном транспорте. Были выявлены основные повреждения вагонов-самосвалов (думпкаров), вагонов-платформ, вагонов - окатышевозов и вагонов - коксовозов.

Техническое состояние вагона зависит от качества эксплуатации и обслуживания. В процессе эксплуатации вагонов возникают характерные повреждения несущих элементов кузова, которые возникают вследствие ряда причин. Этими причинами на промтранспорте, как правило, являются:

- перегруз вагонов, который приводит к образованию трещин, обрывов и деформаций;
- ударные нагрузки при маневровой работе и технологических операциях;
- условия окружающей среды, в которой работают вагоны (влажность, резкая смена температур, запыленность и пр.);
- контакт вагона с агрессивной средой (раскаленный металл, химическая продукция), приводящий к деформациям, коррозии и изменению структуры металла;
- неудовлетворительное состояние пути;
- низкое качество ремонта.

У думпкаров часто наблюдаются трещины на соединении шкворневых и промежуточных балок с хребтовой балкой, трещины опор крепления кузова, деформация элементов кузова, сквозная коррозия обшивы кузова.

У вагонов-платформ встречается значительная деформация и трещины боковых и концевых балок, а также деформация шкворневых и промежуточных балок.

У вагонов - окатышевозов и вагонов - коксовозов наблюдается сильный коррозионный износ (до 50% толщины металла) хребтовой балки, обширная сквозная коррозия обшивы кузова, деформация и сквозная коррозия стоек и нижней обвязки кузова.

Для улучшения показателей безопасности, технического состояния вагонов промышленного транспорта и увеличения их срока службы необходимо неуклонно соблюдать правила технической эксплуатации, осуществлять контроль качества ремонта, в процессе эксплуатации систематически следить за надёжностью соединений деталей рам, отсутствием трещин и других повреждений и своевременно устранять все выявленные неисправности.

Типичные повреждения несущих конструкций локомотивов промышленного транспорта и причины их вызывающие

Горобец В. Л., Пулария А. Л., ДИИТ, Рыжов С.В.,
Днепропетровск, Украина,

Damage to the supporting structures are considered industrial vehicles and locomotives reasons for their cause.

При эксплуатации локомотивов на промышленных предприятиях, в несущих конструкциях (рамах тележек рамах кузова) регулярно возникают значительные нагрузки. Эти нагрузки являются результатом комбинированного действия сил тяги и торможения, взаимодействия пути и экипажа, статической и динамической нагрузки от кузова, дисбалансом приводов вспомогательных агрегатов, способом ведения маневровой и поездной работы локомотивными бригадами, состоянием железнодорожных путей.

В результате воздействия этих факторов в несущих конструкциях локомотивов возникают напряжения, которые существенно возрастают при переходных, динамических и ударных процессах и могут превышать допускаемые значения. Влияние этих процессов на износ и повреждение несущих элементов конструкций усугубляется высокой запыленностью, влажностью, наличием агрессивных сред (особенно на предприятиях коксохимической и металлургической промышленности).

В результате воздействия вышеизложенных факторов в процессе эксплуатации происходит повышенный износ деталей и узлов локомотивов, изучение формирования и численных показателей которого является актуальной задачей.

Интенсивность износа и количество повреждений напрямую зависит от качества эксплуатации и обслуживания.

При проведении работ по техническому диагностированию несущих конструкций тепловозов ТГМ-4, ТГМ-6, ТЭМ-2, ТЭМ-18, электровозов серии EL были выявлены основные неисправности:

- трещины в сварных швах рам и боковинах тележек;
- трещины продольных балок рамы кузова;
- трещины сварных швов рамы кузова;
- деформации продольных балок рамы кузова (прогиб, пропеллерность).

Вышеперечисленные неисправности вызваны повышением сил трения в узлах скольжения (опор кузова, челюстных узлах), проведением плановых ремонтов не в полном объеме (пропуски плановых видов ремонтов), неаккуратная эксплуатация, нарушение скоростных режимов, неудовлетворительное состояние путевой структуры предприятий.

Таким образом, при проведении плановых видов ремонта необходимо особое внимание уделять техническому состоянию узлов скольжения. При проведении плановых ремонтов с выкаткой тележек, регулярно проводить магнитную и ультразвуковую дефектоскопию всех ответственных элементов несущих конструкций локомотивов.

В случае обнаружения трещин, их необходимо устранять согласно нормативной документации, инструкций и правил.

С целью уменьшения негативного влияния пар трения на техническое состояние экипажной части локомотивов промышленного транспорта, необходима разработка их уточненных математических моделей и специфических расчетных и экспериментальных методов и методик с целью выработки комплексной стратегии улучшения динамики взаимодействия элементов тягового подвижного состава в условиях повышенной нагруженности.

Випробування кліщового механізму дискової гальмівної системи на опір циклічному навантаженню

Гречко А. В., Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В.,
ДП «УкрНДІВ», Харків, Україна

The methods for testing of tick-borne mechanism of resistance to cyclic loading are given.

Сучасний розвиток пасажирського вагонобудування неможливий без застосування ефективної дискової гальмівної системи, кліщовий механізм якої в процесі експлуатації зазнає багаторазових навантажень, і тому питання оцінки опору кліщового механізму циклічному навантаженню, що відповідно до НБ ЖТ ЦТ 020 має складати $2 \cdot 10^4$ циклів, є актуальними і своєчасними.

Опір циклічному навантаженню проводять на стенді, що дозволяє імітувати навантаження кліщового механізму періодичним змінюванням тиску у гальмівному циліндрі від максимального до нуля. Змінювання тиску здійснюється механізмом, що має поршень і поворотну пружину. Залежно від положення поршня гальмівний циліндр з'єднується або з повітряним резервуаром (крайнє праве положення поршня), або з атмосферою (крайнє ліве положення поршня). У якості штовхача поршня використовується кулачковий механізм, пружина якого повертає поршень у вихідне (крайнє праве) положення.

Максимальний тиск у повітряному резервуарі не має перевищувати 4,5 бар. Час одного циклу навантаження кліщового механізму визначають дослідним шляхом як час наповнення гальмівного циліндра стиснутим повітрям до максимального значення, витримки у цьому стані не менше ніж 1 с і зниження тиску до нуля. Циклічність навантаження залежить від частоти повертання кулачкового механізму.

Послідовність проведення випробувань:

- встановити кліщовий механізм на стенді і під'єднати повітропроводи до гальмівного циліндра, перевірити тиск повітря у резервуарі, що має бути не менше ніж 4,5 бар;
- провести пробне гальмування шляхом встановлення триходового крана у положення гальмування та визначити за допомогою секундоміра час наповнення гальмівного циліндра і час відпуску після встановлення роз'єднувального крана у відпускне положення. Провести розрахунок часу одного циклу і відповідно до нього встановити швидкість повертання кулачкового механізму;
- замість накладок встановити силовимірювальні датчики і шляхом багаторазових гальмувань (не менше ніж 6) виміряти силу натиснення гальмівних накладок;
- встановити накладки і виміряти зазори між накладками і диском, що мають бути у допустимих межах (3-4 мм);
- триходовий кран встановити у положення гальмування, лічильник обертів кулачкового механізму встановити у нульове положення і ввімкнути двигун;
- після досягнення $2 \cdot 10^4$ обертів вала кулачкового механізму потрібно вимкнути двигун, перевести триходовий кран у відпускне положення і виміряти зазори між накладками і диском. Повторити вимірювання зазорів після трикратного гальмування і відпуску з використанням триходового крана;
- зняти накладки і встановити силовимірювальні датчики. Провести не менше ніж шість гальмувань з вимірюванням сил натиснення накладок.

Розроблена методика проведення випробувань дозволяє проводити перевірку кліщових механізмів дискової гальмівної системи на їх опір циклічному навантаженню.

Дослідження динамічної навантаженості кузова вагона електропоїзда ЕР1

Гриндей П. О., Гриндей О. О.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

The report discusses the approach to the evaluation of dynamic loading of sprung construction of rail vehicle on the example of electric train car body. A modal analysis of structures carried out to establish the data necessary for determining fatigue durability in during the total life cycle.

Втомна довговічність несучих конструкцій рухомого складу залізниць безпосередньо пов'язана з динамічними навантаженнями, яким піддається екіпажна частина під час експлуатації. Обчислення напружено-деформованого стану конструкції в динамічній постановці за всіма типовими випадками навантаження неможливо навіть з використанням сучасного програмного забезпечення інженерного аналізу (CAE-систем). З огляду на це, досить інформативним є проведення модального аналізу конструкцій, здійсненого на підставі скінченно-елементного аналізу, з подальшим обчисленням розподілу деформацій за спектральною щільністю потужності силового навантаження, яких зазнає конструкція в експлуатації. У доповіді представлені результати використання цього підходу щодо несучої конструкції кузова вагона електропоїзда ЕР1.

На першому етапі дослідження розроблено просторову розрахункову модель несучої конструкції кузова вагона (3D-модель) та модель пристрою спирання кузова на візки. Побудовані моделі відображають дійсні конструкційні вирішення. Модель кузова вагона побудовано у вигляді балкової системи, якою представлена рама кузова, і системи балково-оболонкового типу, що відображає конструкцію решітки кузова та його обшивки. Оскільки при модальному аналізі істотний вплив на частоти і форми коливань конструкції чинить не тільки розподіл маси, а й умови її закріплення, то модель пристрою спирання відображає геометричне розташування пружних елементів ресорного підвішування вагона і його силові характеристики. Після скінченно-елементної розбивки 3D-моделі кузова вагона кількість скінченних елементів перевищила 1 млн.

На підставі модального аналізу було одержано п'ятнадцять нижчих частот і форм коливань кузова вагона ЕР1, серед яких перші шість частот відповідають коливанням кузова як твердого тіла, а наступні дев'ять пов'язані з пружними коливаннями конструкції. За результатами виконаного розрахунку одержано підтвердження розробленої скінченно-елементної моделі кузова вагона, що виконано на підставі зіставлення розрахункових частот з модальною аналізу з частотами, визначеними експериментально за результатами ходових випробувань моторного вагона електропоїзда ЕР1 на ділянці Сімферополь-Севастополь Придніпровської залізниці. Під час випробувань з різними швидкостями руху електропоїзда до 110 км/год вимірювались деформації елементів на нижньому поясі рами кузова в дванадцяти точках при типових режимах експлуатації.

Дослідження напружено-деформованого стану кузова вагона обчислено на підставі лінійного динамічного аналізу з урахуванням коефіцієнтів модального демпфування системи. Збудження системи у місцях спирання кузова на візки задавались кривими спектральної щільності потужності прискорень у вертикальному та поперечному напрямках, які встановлено шляхом обробки результатів вимірювання прискорень під час ходових випробувань. Квазістатичні навантаження в поздовжньому й поперечному напрямках визначено за типовими випадками. Одержані розрахункові дані є підставою для оцінки втомної довговічності несучої конструкції кузова вагона електропоїзда ЕР1.

Определение давления сыпучего груза на торцевую стенку при продольных соударениях вагонов

Даценко В. Н.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The article is devoted to the durability of the frontal walls of dump-cars during longitudinal impact. Design scheme of the problem is a system consisting of the mass of the car and bulk-break cargo, which is represented as a semi-infinite elastic-plastic rod. The Riemann waves extend from the front wall along the rod upon impact.

Определение динамической нагруженности торцевых стенок грузовых вагонов, перевозящих сыпучие грузы, является актуальным с точки зрения обеспечения прочности торцевых стенок при возможных соударениях вагонов. Опыты по соударению вагонов-самосвалов показывают, что при смещении груза в вагоне во время соударения происходит его сжатие, подобно тому, как это имеет место при деформировании стержней.

В данной работе определяется давление на торцевую стенку вагона при воздействии на нее сыпучего груза, представляемого в виде упругопластического стержня. Расчетная схема задачи представляет собой систему, состоящую из сосредоточенной массы (массы вагона) с прикрепленным к ней полубесконечным деформируемым стержнем, которая ударяется в упругую опору большой жесткости с начальной скоростью v_0 . Зависимость между напряжением и деформацией $\sigma = \sigma(\epsilon)$ в элементах стержня принимается нелинейной с использованием диаграммы Прандтля.

Напряженно-деформированное состояние стержня описывается квазилинейным дифференциальным уравнением в частных производных второго порядка гиперболического типа, которое решается с применением метода характеристик. Начальное состояние стержня принимается недеформированным. В этом случае характеристиками дифференциального уравнения будут прямые линии, а решение данного уравнения сводится к задаче о распространении краевого режима на полупрямой.

При ударном воздействии, производимом на конец стержня, вдоль стержня распространяются упругопластические волны, называемые волнами Римана. Скорость распространения этих волн изменяется в процессе удара, так как с увеличением деформаций изменяется модуль упругости стержня.

Рассмотрены различные варианты зависимостей $\sigma = \sigma(\epsilon)$ в процессе нагружения и разгрузки:

- 1) монотонное уменьшение модуля упругости $E(\epsilon)$ с возрастанием ϵ ;
- 2) монотонное увеличение модуля упругости $E(\epsilon)$ с возрастанием ϵ ;
- 3) упругий процесс разгрузки (зависимость $\sigma = \sigma(\epsilon)$ линейна);
- 4) процесс разгрузки жесткий (т.е. происходит при постоянной деформации).

Анализ результатов решения задачи показывает, что определяющим фактором, влияющим на величину давления груза на торцевую стенку при продольном ударе, помимо скорости соударения и плотности груза, является модуль упругости материала груза, который, как известно, в сыпучих телах существенно зависит от спрессованности данной сыпучей среды.

В виду того, что длина вагона (a , значит, и длина находящегося в нем груза) значительно превышает его поперечные размеры, применение упрощенной стержневой модели дало результаты, хорошо совпадающие с результатами, полученными в испытаниях вагонов-самосвалов на соударение по определению усредненной величины давления груза на лобовую стенку.

Удосконалення технології усунення втомних руйнувань в несучих конструкціях тягового рухомого складу

Дьомін Р. Ю., Браславець Ю. В., Ліщинський О. В.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

Ways to improve technology eliminate fatigue damage in the bearing structures of traction rolling stock are presented. The conditions to enable the further exploitation of damaged bearing structures are considered.

Нині переважна частина тягового рухомого складу залізниць України експлуатується за межами призначеного терміну служби, внаслідок чого в найбільш напружених місцях несучих конструкцій накопичуються втомні зміни матеріалу, що, в свою чергу, призводить до появи в цих місцях втомних руйнувань. Для можливості безпечної експлуатації несучих конструкцій, в яких виникли втомні руйнування, необхідно: виявити втомні руйнування до того часу, поки вони не розвинулися до розмірів, коли їх неможливо буде усунути; визначити можливість та шляхи усунення втомних руйнувань; розробити технологічну документацію щодо усунення втомних руйнувань; якісно виконати ремонт; перевірити якість виконання ремонту методами неруйнівного контролю. Саме виконання всіх цих умов забезпечить можливість подальшої експлуатації ушкодженої несучої конструкції.

При виконанні контролю технічного стану екіпажних частин фахівцям ДП «ДНДЦ УЗ» доволі часто доводиться стикатися з прикладами неякісного виконання ремонту несучих конструкцій ТРС. Наслідком неякісного виконаного ремонту стає повторна поява тріщин в несучій конструкції, у зв'язку з чим виникає реальна загроза її руйнування.

ДП «ДНДЦ УЗ» надає послуги з подовження терміну служби ТРС в комплексі з ремонтом. Так, при виявленні втомних руйнувань, вони досліджуються, дані передаються в Центр, де в короткі терміни виконуються роботи з визначення можливості ремонту та розробляється ремонтна документація. Мобільна бригада, яка складається з кваліфікованого зварювальника та фахівця з неруйнівного контролю, виїжджає на місце, де виконує ремонт згідно розробленої документації з перевіркою якості виконання ремонтних робіт методами неруйнівного контролю. Такий комплексний підхід дозволяє якісно усувати втомні руйнування, суттєво скоротити час виконання ремонту та запобігати «перепростою» ТРС в ремонті. Так, протягом 2011 року силами ДП «ДНДЦ УЗ» було відремонтовано більше десяти рам візків електровозів ЧС2, що зазнали втомних руйнувань.

Чітке дотримання технології та використання сучасного обладнання з неруйнівного контролю дає можливість виявляти втомні руйнування на ранніх стадіях розвитку. Раннє виявлення тріщин гарантує можливість їх усунення та забезпечує можливість подальшої експлуатації ушкодженої несучої конструкції. Слід зазначити, що виконуваний в депо контроль місць руйнувань за допомогою крейдо-газової проби, як правило, не дає бажаного результату, що свідчить про недосконалість даного методу контролю і необхідність заміни його на більш ефективні прийоми.

Втомні руйнування ТРС усуваються за інструктивними вказівками ЦТтеп/251. Після того, як несучі конструкції ТРС відпрацювали призначений термін служби, вони вже вичерпують свій ресурс, отже переходять на новий якісний рівень технічного стану і застосовування до них ЦТтеп/251 є некоректним. Тому фахівцями ДП «ДНДЦ УЗ» на кожний окремий випадок втомного руйнування розробляється «Ремонтний бюлетень», який включає в себе: технологію усунення втомного руйнування; розрахунок на міцність та втомну довговічність; комп'ютерне моделювання усунення руйнування з врахуванням напружень, які виникають в конструкції після зварювання; підбір зварювальних матеріалів; вказівки щодо перевірки якості виконання ремонту. За необхідності розробляється проект модернізації несучих елементів, в яких виникали руйнування.

Застосування статистичних методів до аналізу дефектів бокових рам візків вантажних вагонів

Дьомін Р. Ю., Федорович О. С., Константіди В. С.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

The report deals with the application of statistical methods for analyzing side frame defects of freight car trucks that operated to determine the criteria of frame quality.

Довговічність бокових рам візків вантажних вагонів, тобто їх здатність протягом тривалого часу сприймати різні за величиною, напрямком та інтенсивністю експлуатаційні навантаження, є однією з найважливіших характеристик надійності. Бокові рами візків в експлуатації отримують різні за характером навантаження. Достатньо повно визначити якість бокових рам візків з урахуванням імовірних навантажень та подальших умов експлуатації на етапі виготовлення практично неможливо.

Об'єктивні дані про довговічність бокових рам у реальних умовах експлуатації можливо отримати шляхом застосування статистичних методів аналізу випадків виникнення їх несправностей або повної втрати роботоздатності.

Внаслідок зміни умов експлуатації змінюється і стан об'єктів дослідження, тому представляється доцільним проведення статистичного аналізу стану бокових рам на етапі експлуатації з метою розробки заходів підвищення їх надійності.

Необхідність використання статистичних методів зумовлена тим, що в більшості випадків характеристики показників якості продукту є випадковими величинами, тому що у процесі виготовлення й експлуатації на бокові рами візків впливає значна кількість випадкових факторів.

Для оцінювання характеристик показників якості продукції статистичними методами необхідно вирішувати такі завдання:

- визначати закони їх розподілу;
- визначати довірчі межі й інтервали для характеристик оцінюваного показника якості;
- порівнювати середні значення досліджуваної характеристики якості для двох чи декількох сукупностей одиниць бокових рам, щоб встановити, чи відмінність між ними є випадковою або закономірною;
- порівнювати дисперсії досліджуваної характеристики якості для двох або декількох сукупностей одиниць бокових рам з тією ж метою;
- визначати кореляційний зв'язок між двома характеристиками показників якості;
- визначати параметри залежності досліджуваної характеристики якості від інших характеристик, що впливають на досліджуваний показник якості;
- визначати вплив досліджуваних факторів на змінення оцінюваної характеристики якості.

Застосування для аналізу виникнення дефектів бокових рам візків вантажних вагонів, що експлуатуються, статистичних методів надає можливість визначити закономірність виникнення дефектів, технічний рівень якості виготовлених бокових рам, рівень якості бокових рам під час експлуатації.

Наявність статистичних даних та можливість провести аналіз виникнення дефектів бокових рам дозволить визначити взаємозв'язок між виникненням дефектів та умовами експлуатації з урахуванням умов виготовлення бокових рам.

Визначені зв'язки та характеристик, які найчастіше стають причиною виникнення дефектів, дозволять створити більш ефективні алгоритми інспекційного приймання бокових рам при їх виготовленні та контролю за технічним станом в процесі експлуатації.

До оцінки показників безпеки руху і комфортності їзди швидкісного рухомого складу

Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

The problems of improving the evaluation system safety and comfort of passengers, depending on the vibration of high-speed rolling stock, are discussed. On discussed questions some recommendations are given.

Реалізація проектів підвищення швидкостей руху поїздів на залізницях України вимагає впровадження нових підходів до оцінки безпеки руху і комфортності їзди рухомого складу. Разом з тим, чинні нормативні документи, на підставі яких виконуються роботи з проектування й модернізації рухомого складу, орієнтують виробників промислових та ремонтних підприємств на застарілі підходи щодо систем контролю якості й допуску до експлуатації рухомого складу. Тому нині конче потребує прискореного вирішення питання оновлення нормативної документації, яка має складати основу для створення та приймання одиниць рухомого складу за сучасними світовими вимогам щодо критеріїв безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію.

З порівнянь нормативних вимог стосовно оцінки динамічних якостей та дії на колію рухомого складу «простору 1520», з одного боку, та відповідних європейських нормативних документів, з другого, можна констатувати про значне розходження у нормативних підходах як до розрахункових випадків, так і до оцінки ходових властивостей рухомого складу. На відміну від норм, які діють на залізницях колії 1520 мм, європейські нормативні документи, зокрема в галузі випробувань рухомого складу, більш інтегровані й систематично оновлюються, підтримуючи нові підходи до проектування й ґрунтуючись на сучасних досягненнях науки і техніки. Звідси виникає необхідність у гармонізації вітчизняної нормативної бази для створення нової техніки залізниць.

Спираючись на нормативні вимоги щодо порядку і методів проведення випробувань рухомого складу колії 1435 мм і керівних документів, розроблених в Росії, пропонується удосконалити систему випробувань рухомого складу залізниць України, перш за все швидкісних рейкових екіпажів. При цьому доцільно переглянути методичні підходи до формування процедурних завдань і модернізувати способи та засоби натурних випробувань. У залежності від цільового завдання має застосовуватись диференційований підхід до вибору методів випробувань – за спрощеною або повною схемами.

Перед проведенням циклу необхідних випробувань певних одиниць рухомого складу належить виконати перевірку результатів моделювання динаміки та міцності і відповідності виготовлення складових частин екіпажів технічним вимогам і конструкторській документації. Крім того, належить упевнитись за результатами комп'ютерного моделювання, що критична швидкість досліджуваного екіпажу $V_{кр}$ перевищує найбільшу заплановану за програмою випробувань швидкість руху.

Для оцінки умов безпеки руху швидкісних екіпажів пропонується використовувати критерії, прийняті на залізницях країн ЄС: критерій Надаля (відношення бокової Y та вертикальної Q сил взаємодії коліс з рейками) і критерій Прюдома (показник стійкості рейкошпальної решітки від зсуву). Безпосереднє вимірювання бокової Y та вертикальної Q сил взаємодії коліс з рейками має бути обов'язковим і виконуватись за допомогою так званих інструментованих колісних пар. До обов'язкових процедур має також входити визначення показника опору поворотам візка відносно рами кузова в плані. З огляду на застарілість методики оцінки плавності ходу рухомого складу за показниками W_z рекомендується перейти до визначення показників комфорту пасажирів залежно від вібрації N_{MV} (у спрощеному методі) або N_{VA} і N_{VD} (у повному методі).

Автоматизированные системы комплексной дефектоскопии осей и колесных пар подвижного состава

¹ Джаганян А. В., ¹ Луценко Г. Г., ² Учанин В. Н., ¹ Опанасенко А. В., ¹ Никоненко А. Н.

¹ Украинский научно-исследовательский институт неразрушающего контроля, Киев,

² Физико-механический институт им. Г.В. Карпенко НАН Украины, Львов
Україна

The investigations with new multidifferential type eddy current probes application validate the eddy current method efficiency to detect the surface defects in ferrous products. The obtained results were used for creation of the new automatic systems for railway axles and wheelpair inspection in which ultrasonic and eddy current methods are combined. The developed systems implementation to practice confirms the eddy current method efficiency in production conditions.

Для неразрушающего контроля железнодорожных осей и колесных пар обычно используют автоматизированные системы, основанные на применении ультразвукового и магнитопорошкового методов. При этом магнитопорошковый метод имеет ряд существенных недостатков, в частности, низкую достоверность контроля из-за влияния качества подготовки контролируемой поверхности, а также низкую производительность из-за трудоемких операций намагничивания и последующего размагничивания, нанесения и удаления порошков или суспензий и т.д. В этом случае низкая производительность системы контроля серьезно ограничивает производительность производственной линии в целом.

Последние успехи по созданию селективных вихретоковых преобразователей (ВТП) в сочетании с эффективными алгоритмами обработки сигналов позволили применить вихретоковый метод для выявления дефектов в изделиях из магнитных материалов с грубо обработанной поверхностью. Большое значение для автоматизации контрольных операций имеет свойство новых ВТП сохранять чувствительность при контроле через воздушный зазор до 7 мм. Проведены сравнительные исследования чувствительности вихретокового и магнитопорошкового метода, которые подтвердили более высокую чувствительность и достоверность вихретокового метода.

Эти результаты привели к созданию двух автоматизированных установок для комплексного неразрушающего контроля железнодорожных осей и колесных пар, в которых в качестве партнера ультразвукового метода для выявления поверхностных дефектов используется вихретоковый метод.

Для обеспечения высокой производительности контроля в системе для комплексного контроля железнодорожных осей «САНК-3» реализован 32-канальный контроль с помощью 32-х ВТП одновременно.

В автоматизированной системе для контроля «СНК КП-8» одновременно реализовано ультразвуковой, вихретоковый и электромагнитно-акустический методы контроля колесных пар, которые поступают после длительной эксплуатации на ремонтные предприятия. Для обеспечения высокой производительности контроля в системе использовано: 16 ВТП для контроля боковых поверхностей обода колеса; 6 ВТП для контроля поверхности катания; 24 ВТП для контроля приободной зоны диска; 9 ВТП для контроля гребня колеса; 8 ВТП для контроля средней части осей; 14 ВТП для контроля шейки оси; 10 ВТП для контроля внутренних колец подшипников буксового узла колесной пары. В результате система «СНК КП-8» обеспечивает контроль не менее чем 10 колесных пар в час.

Автоматизированная система комплексного контроля колесных пар «СНК КП-8» внедрена в депо Дебальцево и Одессы, а также на ремонтном заводе «Укрспецвагон» (Панютино).

Исследование деформационных свойств, структуры и коррозионной стойкости Pb-Ca-Sn сплавов и лент для безуходных свинцово-кислотных аккумуляторов (VRLA)

¹ Дзензерский В. А., ¹ Ефименко А. Ю., ² Дерий А. Г., ² Иванов В. А.,
¹ ИТСТ НАНУ «Трансмаг», ² МНПК «ВЕСТА», Днепропетровск, Украина

The influence of Deformation on mechanical properties, structure and corrosion resistance of Pb-Ca-Sn alloys and strips for maintenance free lead-acid batteries (VRLA) been studied. The obtained results give a ground to improve the technology of grid production (based on rolling processes).

Актуальною проблемою являється удосконалення технології виробництва свинцово-кислотних батарей. Сучасною тенденцією являється перехід на використання герметизованих VRLA батарей з рекомбінацією газів, як більш надійних і безпечних, які, в частині, в більшій ступені задовольняють вимоги залізничного транспорту. Особливістю цих батарей є використання як матеріалу токоотводів свинцово-кальцієвих сплавів, властивості яких ще недостатньо вивчені.

В нинішній роботі проводилися дослідження поведінки свинцово-кальцієвого сплаву в процесі пластичної деформації (прокатки ленти в валках «гладка бочка»). Як відомо, інтенсивна пластична деформація також призводить до дробленню зерна в структурі, що, в свою чергу, позитивно сказується на корозійній стійкості.

В зв'язі з цим досліджувалися деформаційні властивості, кінцева структура і корозійна стійкість свинцово-кальцієвих сплавів системи Pb-Ca-Sn для виробництва токоотводів. Також досліджено вплив на пластичність і корозійну стійкість легирующей добавки олова.

В ході досліджень отримані наступні результати:

- проведені дослідження специфіки процесу пластичної деформації свинцово-кальцієвого сплаву при прокатці в гладких валках; оцінені параметри: максимальне обжатие, вытяжка, уширение, утяжка полосы для промислового сплаву PbCaSn з варіюванням вмісту Sn на рівнях 0,5; 0,8; 1,1 %;
- проведені дослідження впливу ступені обжатия на нерівномірність пластичного течія в очаг деформації і проявляються в зв'язі з цим дефекти прокатаної ленти з сплаву PbCaSn. Встановлено, що великі разові обжатия в умовах обедненої смазки призводять до появи дефекта проката «коробоватість/хвилюватість»;
- показано, що пластична деформація призводить до дробленню зерна і утворенню орієнтованої витягнутої структури, відмінної різними розмірами зерен по різних ділянках полоси;
- проведені дослідження корозійних властивостей прокатаних лент свинцово-кальцієвого сплаву PbCaSn. Показано, що корозійна стійкість зростає з збільшенням легирующего олова і дробленням структури ленти.

На основі отриманих даних запропоновані шляхи удосконалення способу отримання токоотводів для виготовлення свинцово-кислотних аккумуляторних батарей VRLA типу засновані на оптимізації хімічного складу сплаву і режиму деформування.

Ці удосконалення дозволять підвищити рівномірність структури, збільшити корозійну стійкість сплаву і, відповідно, підвищити якість токоотводів аккумуляторних батарей.

Исследование механических свойств Pb-Ca-Sn сплавов и лент для токоотводов герметизированных свинцово-кислотных аккумуляторов (VRLA)

¹ Дзензерский В. А., ² Казаха Ю. И., ² Шнуровой С. В., ² Иванов В. А.,
¹ Бурылов С. В., ¹ Скосарь В. Ю.,
¹ ИТСТ НАНУ «Трансмаг», ² МНПК «ВЕСТА», Днепропетровск, Украина

The mechanical properties of lead-calcium alloys used for manufacturing the grids of storage batteries have been studied. Based on data obtained the method of storage batteries grids manufacturing is improved.

Актуальной проблемой является усовершенствование технологии производства свинцово-кислотных батарей, которые используются на железнодорожном транспорте. Современной тенденцией является переход на использование герметизированных VRLA батарей с рекомбинацией газов, как более надежных и безопасных. Особенностью этих батарей является использование в токоотводах свинцово-кальциевых сплавов, свойства которых еще недостаточно изучены.

В связи с этим исследовались зависимости механических свойств свинцово-кальциевых сплавов, из которых изготавливают токоотводы, от температурных условий отливки, деформации прокатки и времени старения. Объем исследований определялся спецификой производства токоотводов для VRLA батарей, которая заключается в последовательно проводимых операциях отливки сляба (полосы) из свинцового сплава, прокатки его в ленту, ее дисперсионного твердения (старения), просечки и растяжения ленты в решетчатую конструкцию.

В ходе исследований получены следующие результаты:

- в исследованном диапазоне температур литейной формы 60...170°C величина временного сопротивления σ_b сплава PbCa0,1Sn0,3 снижается с увеличением температуры литейной формы (снижением степени переохлаждения сплава при кристаллизации) со средним градиентом падения σ_b 0,107 Н/мм², а относительное удлинение δ возрастает с градиентом повышения около 0,1% на 1°C повышения температуры формы. При этом механические свойства PbCa0,05Sn1,1 (σ_b и δ) в указанном диапазоне температуры литейной формы изменяются незначительно;

- при прокатке полосы из свинцово-кальциевых сплавов в ленту с суммарной деформацией около 93% временное сопротивление σ_b для сплава PbCa0,1Sn0,3 возрастает в среднем на 15%, а для сплава PbCa0,05Sn1,1 – в 2,1 раза. При этом относительное удлинение снижается для сплава PbCa0,1Sn0,3 на 20%, а для сплава PbCa0,05Sn1,1 – в 4,1 раза. Причиной повышения временного сопротивления разрыву и снижения относительного удлинения следует считать изменения в структуре сплава в результате наклепа, при котором зерна сплава ориентируются в направлении прокатки, в них накапливаются внутренние напряжения и образуются дислокации, что приводит к увеличению прочностных свойств сплава и снижению пластических;

- с увеличением срока старения прочностные свойства (σ_b) сплавов и лент возрастают, пластические свойства (δ) уменьшаются. Наиболее интенсивное изменение свойств отмечено у сплава PbCa0.05Sn1.1 и лент, прокатанных из него. При этом прокатка свинцово-кальциевых сплавов с деформацией более 90% уменьшает интенсивность изменения механических свойств при старении.

На основании полученных данных предложены усовершенствования способа получения токоотводов для изготовления свинцово-кислотных аккумуляторных батарей VRLA типа. Эти усовершенствования позволят уменьшить износ технологического оборудования и снизить себестоимость продукции при сохранении всех эксплуатационных ее характеристик.

Сравнение конструктивных схем электродинамических транспортных систем с плоской путевой структурой

Дзензерский В. А., Кузнецова Т. И., Радченко Н. А., Хачапуридзе Н. М.,
ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск, Украина

Comparison of different structural schemes of electrodynamic transport systems with a plane track is conducted by quality of levitating rectilinear and curvilinear motion and the value of the magnetic force in the superconducting magnets.

В ранее опубликованных работах была показана возможность реализации левитационного движения экипажа для электродинамических транспортных систем с плоской путевой структурой, на которой уложены два или четыре ряда токопроводящих контуров прямоугольного очертания.

Для этих систем стоимость создания их путевой структуры является наиболее весомой по сравнению со стоимостью всей системы. Поэтому одним из наиболее существенных показателей при сравнении различных систем является стоимость неферромагнитного металла для контуров путевой структуры. Кроме этого на левитацию экипажа оказывает большое влияние значение намагничивающей силы в соленоидах магнитов, а на качество левитации – ускорения кузова экипажа в вертикальном и поперечном направлениях.

Сравним транспортные электродинамические системы с четырьмя полосами токопроводящих контуров и двумя полосами сверхпроводящих магнитов (вариант I), с двумя полосами контуров и двумя полосами магнитов (вариант II) и с двумя полосами контуров и четырьмя полосами магнитов (вариант III).

Общими особенностями конструктивных схем рассматриваемых систем является опирание кузова массой 25 т через 8 упруго-диссипативных элементов на две тележки массой по 3,75 т, на донных поверхностях которых прикреплены по 16 магнитов (варианты I и II) и 32 магнита (вариант III). Жесткость упругих элементов в продольном и поперечном направлении была принята равной 200 кН/м, а коэффициент вязкости – 20 кНс/м.

Сравнение транспортных систем проводилось при значениях длин соленоидов магнитов и путевых контуров равных 1,2 и 1,0 м, значении диаметра путевых контуров 0,03 м при расстоянии в продольном направлении между ними равном 0,1 м для вариантов II и III и 0,1...1,1 м для варианта I. Значения ширины для контуров были приняты на основании поиска их рациональных значений равными 0,3 м (вариант I), 0,4 м (вариант III) и 0,35 м (вариант II), а для соленоидов 0,5 м (вариант I), 0,8 м (вариант II) и 0,25 м (вариант III).

Участок путевой структуры был принят следующего очертания в плане: прямолинейный отрезок протяженностью 150 м, участок входной переходной кривой – 500 м, круговая кривая радиусом 8000 м протяженностью 150 м, выходная переходная кривая 400 м, прямолинейный участок пути 800 м. В круговой кривой было принято, что угол наклона путевой структуры в поперечной плоскости в сторону центра кривизны равен 0,1 рад. В переходных кривых значение этого угла наклона изменялось от нуля в прямолинейном участке до 0,1 рад в круговой кривой пропорционально кривизне пути, которая изменялась по синусоидальной зависимости.

На основании сравнения значений намагничивающей силы в соленоидах магнитов, ускорений кузова и качества левитационного движения экипажей в смысле устойчивости при скоростях 30 и 100 м/с по прямолинейным и криволинейным участкам путевой структуры постоянной и переменной кривизны лучшей из рассмотренных систем можно считать систему, соответствующую варианту I при расстоянии в продольном направлении между контурами равному 1,1 м.

Можливі шляхи зниження пошкоджуваності вагонних коліс

Донченко А. В., Шелейко Т. В.,
ДП «УкрНДІВ», Харків, Україна

The analyses of damage wheels of freight cars, taking place in operation, and possible ways to reduce the damage to train wheels are given.

Проблема збільшення надійності і довговічності колісних пар актуальна не одне десятиліття. І хоча впроваджені залізницею заходи, безперечно, сприяють збільшенню ресурсу вагонних коліс, їх дострокове вилучення з експлуатації продовжується і зараз, коли ресурс колісної пари із можливих 12 років складає лише шість-вісім. При цьому основною причиною обточування коліс, за даними Укрзалізниці, є наявність на їх поверхнях катання повзунів, наварів, вищербин, основною причиною виникнення яких є проковзування (юз) колісних пар під час гальмування рухомого складу. Ця проблема набуває додаткової актуальності завдяки збиткам, що зазнають залізниці і власники рухомого складу під час його експлуатації через витрати на обслуговування колісних пар, простій вантажних вагонів з причини заміни колісних пар, а також витрати на придбання нових коліс.

Проблеми підвищення ефективності гальмування завдяки поліпшенню умов взаємодії коліс з гальмівними колодками і рейками досліджувалися багатьма вітчизняними і зарубіжними науковцями. Основою для вирішення прикладних контактних задач взаємодії колеса з рейкою стали класичні методи теорії пружності і механіки твердого тіла, схильного до деформування. Поверхня катання колеса взаємодіє з рейкою та гальмівними колодками і є загальною поверхнею тертя, що й спричиняє взаємовплив елементів системи «гальмівна колодка-колесо-рейка» на їхню зносостійкість і термін служби. Особливо це проявляється в процесі гальмування, коли поверхня катання колеса має контактну взаємодію з рейкою і фрикційну – з гальмівними колодками. При цьому теплові потоки від роботи сили тертя розігрівають контактну поверхню колеса до 400°C і вище, що сприяє інтенсивному зношуванню елементів системи й утворенню пошкоджень різних видів.

Шляхи вирішення існуючої проблеми, які широко розглядаються у даний час, направлені передусім на запобігання чи протидію тому тепловому впливу, що виникає внаслідок проковзування коліс під час гальмування, і майже зовсім не розглядаються питання стосовно недопущення таких негативних ситуацій в експлуатації. Однак, досвід випробувань гальмівного обладнання і аналіз літературних джерел доводять, що вже на етапі проектування як самої гальмівної системи, так і її складових частин, закладається доволі високий відсоток імовірності виникнення юзових явищ в експлуатації. Тому більш раціональними, і до того ж менш витратними, шляхами вирішення даної науково-прикладного завдання слід розглядати удосконалення саме на етапі проектування як елементів, так і самої колодкової гальмівної системи, спрямовані на зниження імовірності юзу колісних пар під час гальмування завдяки зменшенню розкиду значень величин гальмівної сили та виключення перевищення нею сили зчеплення коліс рейками. Передусім це стосується:

- удосконалення важільної передачі;
- покращення фрикційних властивостей гальмівних колодок;
- збільшення діапазону регулювання величини тиску повітря у гальмівному циліндрі відповідно до осьового навантаження вагона.

Результатом такої роботи, крім безпосередніх конструкторських рішень, могли б бути також нові критерії чи нові підходи в оцінюванні відповідності роботоздатності гальмівної системи в цілому нормативним вимогам.

Определение контактного давления для котла вагона-цистерны

Емельянов И. Г., Миронов В. И., Якушев А. В.,
ОАО НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

In the given work it is offered to use a method of contact elements for the problem decision by definition of contact pressure arising between a shell of the car of the tank and support. As a result of the problem decision the area of contact for a shell lying on the continuous or discrete basis, and distribution of contact pressure is defined.

Для обеспечения безопасности движения к вагонам-цистернам предъявляются повышенные требования в отношении расчетного давления внутри котла, толщины стенок, применяемых материалов, устойчивости оболочки котла и др. В проектных расчетах обычно проводится конечно-элементный анализ подобных конструкций, используя коммерческие вычислительные программы, позволяющие оценить прочность и долговечность ее элементов. Затем ответственные узлы проверяются в натурных испытаниях. Тем не менее, в эксплуатации наблюдаются усталостные разрушения стяжных хомутов и лап крепления котла к хребтовой балке, течи котла из-за усталостных трещин и др.

Использование коммерческих вычислительных программ не всегда позволяет описать все возможные расчетные случаи. Особенно это касается контактных напряжений. Заложённая в программах универсальность иногда не позволяет корректно формализовать задачу передачу нагрузки в местах контакта.

В предлагаемой работе ранее разработанный авторами метод контактных элементов используется для решения задачи по определению уточнённого значения контактных напряжений возникающих между котлом вагона цистерны и ложементными опорами. В результате решения задачи определяется двумерная область контакта для оболочки котла, лежащей на сплошных или дискретных опорах, и распределения контактных усилий.

Для описания оболочки используется классическая теория оболочек, основанная на гипотезах Кирхгофа-Лява. В этом случае задача определения напряжённого состояния оболочки описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных восьмого порядка. Дискретизация области контакта позволяет использовать методы строительной механики для определения двумерной области контакта и распределения контактных усилий. Данные локализованные контактные усилия позволяют точнее оценить прочность и долговечность котла вагона цистерны.

Щодо оптимальних технічних характеристик поглинаючого апарату еластомірного типу, що розроблено в ДПТі

Заболотний О. М.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Worked on determination of the integral characteristics for cushioning devices of a new type. Numerical experiments with the train helped to identify the efforts in the harness, where are installed such devices. Selection of optimal parameters of the integral characteristics has allowed to define the necessary technical characteristics of the apparatus.

Відновлення економічної ситуації, зріст та налагодження благоустрою України, а також сусідніх держав приводить до зростання навантаження на залізничний транспорт. Так у Росії знов повернулись до ведення поїздів підвищеної маси та довжини. Таким чином, під час перехідних режимів руху виникають ситуації, що викликають в поїзді навантаження у повздо-

вжньому напрямку близькі до максимально дозволених. Виникає питання як захистити вагони та вантаж, а, особливо вагони, що перевозять небезпечні грузи.

В світі вище наведеного з'явилося багато нових типів поглинаючих апаратів автозчепного приводу. Ці апарати широко впроваджують на Російських залізницях. Вантажні вагони Росії досить часто перевозять грузи у вітчизняних поїздах. Таким чином нові типи апаратів, що впровадили в Росії експлуатуються на дорогах Укрзалізниці.

Автори де яких впроваджених поглинаючих апаратів пропонують нові математичні моделі. Це диференціальні рівняння, що описують фізичні процеси, які відбуваються при роботі цих пристроїв. Тобто в складній математичній моделі руху поїзда, в якій робота апаратів фрикційного типу описувалась лінійними рівняннями, тепер необхідно ці прості рівняння замінити системою диференціальних рівнянь, для апаратів нових типів. До того ж, наприклад, процес роботи апаратів еластомірного типу супроводжується високочастотними коливаннями. Для рішення таких рівнянь потрібен малий шаг інтегрування. При розрахунку одного з'єднання на це витрачається не великий час, але під час розрахунку всього поїзда, це вже досить значний проміжок.

В світі цього актуальним вбачається спрощення математичних моделей поглинаючих апаратів автозчепного пристрою нового типу, розпізнавання їх інтегральних характеристик. Зрозуміло, що достовірним підтвердженням результатів цих досліджень були б натурні випробування. Але, в зв'язку з тим, що останнім часом недооцінюється важливість проведення експериментальних перевірок математичного моделювання, та відсутності фінансування такі експерименти не проводились.

Метою роботи стало визначення інтегральних характеристик поглинаючих апаратів автозчепного пристрою еластомірного типу основних модифікацій, що найбільш впроваджені на магістралях співдружності, та можуть бути встановлені на вагони, що пересуваються вітчизняними залізницями.

За основу було взято математичну модель поглинаючого апарату ЭПА-120, що було розроблено у Брянському університеті (БГТУ). За допомогою цих рівнянь було проведено чисельні експерименти, які дозволили визначити інтегральну характеристику цього поглинаючого апарату. Модифікація математичної моделі дозволила провести аналогічні чисельні експерименти для інших еластомірних поглинаючих апаратів в тому числі і для апарату, що було розроблено в ДПТ'і. Подальша робота з моделлю дозволила оптимізувати інтегральні характеристики та підібрати оптимальні технічні характеристики поглинаючого апарату, розробленому в ДПТ'і.

Исследование кругового синхронного генератора с постоянными магнитами

Зайцев Н. Н., Новиков В. Ф., Воскобойник В. Э., Бурылов С. В., Дзензерский В. А.,
ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск, Украина

A mathematical model for a circular synchronous generator with an electromechanical excitation from permanent magnets was designed. For the experimental investigation of the circular electromechanical transducer mathematical model, the laboratory device, which simulates the operation of wind turbine, was designed and manufactured.

В настоящее время во всём мире наблюдается активный рост интереса к двигателям и генераторам с постоянными магнитами. Ещё 5-10 лет назад подобные машины рассматривались лишь в качестве маломощных приводов для систем автоматики и бытовой техники. В последние годы промышленность начала массово выпускать высококоэрцитивные магниты, что дало толчок для использования последних при создании электромеханических преобразователей, например, тяговых двигателей для железнодорожного транспорта.

Дальнейшее развитие приводной техники связано с исключением механических передач, объединением электромеханических устройств с рабочими органами машины. Уже по-

явились интегрированные конструкции: электрошпиндель, электронасос, мотор-колесо и другие. Внедрение электромеханических устройств, а затем и локальных систем управления непосредственно в конструкцию рабочих машин существенно упростило последние, повысило их функциональные возможности и технические характеристики.

В настоящее время во всём мире большое внимание уделяется технологиям и техническим средствам, позволяющим экономить энергию, а также получать её с минимальным использованием ископаемого углеводородного топлива. В этих целях широко развивается биоэнергетика, которая основана на использовании быстровозобновляющихся ресурсов органического происхождения, солнечная и ветроэнергетика.

В мировой экономике ветроэнергетический сектор сегодня является одним из самых динамичных высокотехнологичных секторов. Доля электроэнергии, вырабатываемой на ветроэнергетических установках (ВЭУ), составляет около 1,5% мирового производства или $2 \cdot 10^{11}$ кВт·ч энергии в год. В некоторых странах и регионах мира ветроэнергетический сектор составляет 40% и более.

В последнее время, учитывая достаточно высокую эффективность ВЭУ с ротором Дарье, стали активно внедряться вертикально-осевые установки, особенностью которых является независимость от направления ветра и более низкая стартовая скорость воздушного потока. В таких установках целесообразно использовать тихоходные генераторы, которые могут работать без мультипликаторов, встроенные в ветротурбину, и могут иметь минимально возможную нормальную к ветру площадь.

Разработана математическая модель кругового синхронного электромеханического генератора с возбуждением от постоянных магнитов без принудительного замыкания магнитного потока в цилиндрических координатах. Исследование математической модели такого генератора позволит определиться с подходами и техническими требованиями при проектировании, а также, что гораздо важнее, иметь уверенность в её адекватности. Данную уверенность может дать только совпадение результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Для экспериментального исследования математической модели кругового электромеханического преобразователя разработано и создано лабораторное устройство, имитирующее работу ветрогенератора.

Оценка остаточного ресурса вагонов-цистерн на основе учета деградации физико-механических свойств металлов

Зимакова М. В., Третьяков А. В., Сараев А. С.,
ОАО «НВЦ» Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The paper describes the approach to estimation of the residual life of tank rail cars based on the measurement of impact elasticity history of tank steel.

В настоящее время оценка остаточного ресурса грузовых вагонов, в том числе и вагонов-цистерн, производится по критерию мало – и многоциклового усталости и по общей коррозии металла базовых узлов. При выполнении расчётов используются исходные данные по металлам: предел выносливости, модуль Юнга и коэффициент Пуассона; другие же физико-механические характеристики металлов не учитываются тогда, как характеристикой динамической надёжности металла в теории сопротивления материалов служит ударная вязкость, которая является механической характеристикой, оценивающей работу разрушения исследуемой конструкции вагона. Эта характеристика на практике получается при испытании надрезанного образца при ударном изгибе на маятниковом копре. По температурной зависимости ударной вязкости оценивают склонность материала к хрупкому разрушению.

В данной работе предлагается усовершенствовать методику оценки остаточного ресурса, изучив изменение структуры и механические свойства металлов котлов железнодоро-

рожных вагонов-цистерн, а именно возможности снижения параметров ударной вязкости, и произвести учёт этих изменений при расчётной оценке остаточного ресурса. Для этого из листа стали котла вагона-цистерны с истёкшим сроком службы изготавливались образцы для испытаний на ударный изгиб, далее эти образцы подлежали разрушению для установления зависимостей изменения ударной вязкости стали марки 09Г2С котла цистерны от времени прошедшей эксплуатации (ретроспекции) вагона и климатических условий его эксплуатации. Была создана конечно-элементная расчётная схема котла вагона цистерны в многофункциональном программном комплексе ANSYS. Полученные в результате испытаний зависимости использовались при расчётах на прочность и долговечность конструкции котла цистерны для установления остаточного ресурса.

Таким образом, в докладе рассматривается новый подход к оценке остаточного ресурса вагонов-цистерн, основанный на учёте изменений значений величины ударной вязкости металлов котла вагона-цистерны.

Active Controlled Wheelset Steering for Improved Curving Performance

Kalivoda J., Bauer P.

Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering,
Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering,
Prague, Czech Republic

The paper deals with 2 axle railway bogie with active wheelset guidance. Computer simulations show promising results and capability to improve both curving performance and high speed stability. The active wheelset steering concept has been implemented practically on a 1:3.5 scaled bogie model. The main goal is to verify and demonstrate computer simulations results on a scaled roller rig. The bogie model, roller rig design and approach to curve and transition track simulations on the roller rig are described. Experimental results focused on Y forces reduction during curved track negotiation are shown and discussed.

The conflict between curving and stability is a well known challenge concerning railway vehicle dynamics. The designers of railway vehicles should always trade between high speed stability and curving performance. The utilization of active controlled wheelset guidance seems to be the way offering high speed stability without curving performance deterioration.

Active controlled wheelset steering mechanism for 2-axle bogie was proposed and different control strategies and sensors' arrangements were tested on MBS simulation model. Roller rig with 1/3.5 scaled bogie model was used to verify computer simulations results demonstrate active wheelset steering capabilities.

Presented article focuses on roller rig implementation and experiments in curved track. The CTU roller rig is capable to simulate running behaviour of 2-axle bogie possessing either conventional wheelsets or wheelsets with independently rotating wheels in straight, curved and also transition track. The signal acquisition system was updated in order to have sensors signals available for real-time processing in the Matlab Simulink software.

The bogie was equipped with the actuated mechanism for wheelset yaw steering. The actuator is a servomotor that forces the radial wheelset steering by the means of conical gear-box and linkages. The mechanism is designed so that it is possible to use one actuator for the whole bogie, or to control each wheelset independently.

In order to evaluate curving performance, the system for simulating curved rail geometry, curve passing kinematic conditions and Y forces measurement was implemented on the rig. Several tests of curve passing with varying wheelset control strategies, curve radiuses and vehicle velocity were conducted.

The bogie model and roller rig design are described in detail. Special attention is paid to Y forces measurement system, its calibration and tests. The experiments are focused on active control

of yaw angle between wheelsets and bogie frame and its influence to Y forces values. The curve passing experimental results are presented, discussed and compared with MBS model results.

Совершенствование математической модели эластомерного поглощающего аппарата

Кеглин Б. Г.,
ФГБОУ ВПО БГТУ, Брянск, Россия

Ways of perfection of quasistatic and dynamic models elastomeric blow shock-absorbers are considered, results of theoretical calculations and experimental data are compared.

По совокупности экономических и технических показателей наиболее перспективными являются амортизаторы, использующие в качестве рабочего тела объемно-сжимаемый высоковязкий полимер (эластомер), как правило, кремний-органический. Этот материал обладает высокой сжимаемостью (до 15 %) и значительной вязкостью, может одновременно выполнять функции упругого и демпфирующего элемента, а применение различных видов дросселирования позволяет повысить силу сопротивления, зависящую от скорости удара. В настоящее время на подвижном составе нашли применение несколько конструкций эластомерных поглощающих аппаратов: тем не менее, отсутствуют убедительные математические модели аппаратов, прежде всего, описывающих кинематические реологические и фрикционные свойства основного объекта – эластомера. В работе рассматриваются квазистатические и динамические характеристики эластомерного поглощающего аппарата, учитывающего нелинейность и гистерезис самого эластомера, а также граничное трение цилиндрической пары в среде эластомера поглощающего аппарата сопровождается перетеканием (продавливанием) материала через кольцевой зазор или отверстия в штоке и вследствие высокой вязкости (до 10^7 сСт) может быть турбулентной или ламинарной моделью лишь со значительными допущениями. В работе использована идентификация основных параметров математических моделей по результатам натурных экспериментов со скоростями удара, близкими к условиям эксплуатации. В работе используются экспериментальные данные, полученные на прессе ПММ-250 и на стенде-горке с ударной тележкой массой 44 т в широком диапазоне внешней среды, объектами исследования были поглощающие аппараты типов ПМКЭ-110 и ЭПА-120.

Получены зависимости модуля упругости эластомера от давления, гистерезиса и температуры внешней среды, описаны достоинства и недостатки турбулентной, ламинарной и комбинированной модели, оценены погрешности, свойственные различным математическим моделям.

Разработка конструкции и математическое моделирование фрикционных поглощающих аппаратов с объёмными распорными узлами

Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шлюшенков А. П., Васильев А. С.,
БГТУ, Брянск, Россия

The constructions of the new friction absorbing devices are worked. The new mathematical models are developed. The power characteristics of the projected absorbing devices are received. The results of computational researches of absorbing device are shown.

Большая часть подвижного состава в странах СНГ, оборудована фрикционными поглощающими аппаратами. Главный недостаток этих аппаратов – относительно низкие значения коэффициентов полноты силовой характеристики 0,23...0,32 и, соответственно, энергоёмкости. Наблюдается также скачкообразный характер изменения продольных сил и склонность к заклиниванию. Другим известным недостатком серийных фрикционных аппаратов является невыгодная для условий работы в поезде силовая характеристика. Высокое началь-

ное усилие и значительная зона застоя приводят к слабой связи силы и хода аппарата, поэтому большую часть времени переходного процесса аппараты практически не работают, а динамические процессы поезда определяются в основном упруго-диссипативными свойствами системы вагон-груз.

На кафедре «ДПМ» БГТУ были разработаны конструкции фрикционных аппаратов нового исполнения с объёмными распорными узлами: фрикционно-полимерный поглощающий аппарат с эластомерным распорным блоком, фрикционно-полимерный поглощающий аппарат с упругим распорным узлом. Распорный узел был предложен как альтернатива клиновому распору.

На начальном этапе проектирования для определения основных параметров аппаратов были произведены статические расчеты.

В процессе дальнейшего проектирования конструкций были разработаны и реализованы уточненные динамические математические модели аппаратов. Рассматривался случай удара вагона в неподвижный недеформируемый упор. При расчете для фрикционно-полимерного поглощающего аппарата с эластомерным распорным блоком использовалась четырехмассовая модель, для фрикционно-полимерного поглощающего аппарата с упругим распорным узлом – двухмассовая модель. Динамические модели описывались системами дифференциальных уравнений.

Численное интегрирование систем дифференциальных уравнений проводилось методом Рунге-Кутты 4-го порядка для различных масс вагонов и начальных скоростей соударения, в результате было установлено их влияние на силовые характеристики аппаратов.

По результатам проведенных исследований были определены основные нормируемые показатели аппаратов согласно ОСТ 32.175–2001. Для поглощающего аппарата с эластомерным распорным блоком номинальная энергоемкость составила 155 кДж, максимальная энергоемкость – 219 кДж. Для поглощающего аппарата с упругим распорным узлом номинальная энергоемкость составила 108 кДж, максимальная энергоемкость – 145 кДж.

Новые поглощающие аппараты по сравнению с серийными фрикционными аппаратами обладают большей энергоемкостью и полнотой силовой характеристики и соответствуют классам Т2, Т3. Для решения вопроса о серийном выпуске требуются дальнейшие исследования, включающие изготовление опытных образцов и проведение экспериментов.

Создание скоростного вагона-платформы для перевозки контейнеров

Кожокарь К. В., ПГУПС, Тохчукова М. Р., ОАО «НВЦ «Вагоны»,
Цыганская Л. В., ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The paper describes the variants of design and technical solutions for high-speed flat wagon. Proposed a method of strength calculation of articulated flat wagon.

Увеличение средней участковой скорости движения грузового железнодорожного транспорта и снижение массы тары конструкции – основные задачи при проектировании современных вагонов.

В рамках темы «Разработка и создание высокотехнологичного производства инновационного грузового подвижного состава железных дорог», по заказу Министерства образования и науки, разработан вагон-платформа сочлененного типа с конструктивной скоростью 140 км/ч.

Выбор варианта конструктивного исполнения скоростного вагона – платформы для обеспечения минимальной массы тары осуществлялся по экономической эффективности применения платформы при перевозке крупнотоннажных контейнеров специализированными поездами. Наиболее экономически эффективным оказался сочлененный вагон-платформа.

На этапе разработки вагона-платформы рама рассматривалась в трех исполнениях: рама без хребтовой балки, традиционное исполнение рамы с наличием хребтовой и боковых

балок, рама с исключением боковых балок. Расчетные методы на стадии проектирования позволили выбрать наиболее рациональный вариант исполнения рамы вагона-платформы.

Предложена методика расчета сочлененного вагона-платформы на прочность, с учетом влияния поперечных составляющих квазистатических сил.

Вагон-платформа сочлененного типа с конструкционной скоростью 140 км/ч обладает массой тары 30 т, грузоподъемностью – 90 т, что является лучшими показателями по сравнению с существующими вагонами-платформами.

Расчетная и экспериментальная оценка устойчивости сочлененного вагона от схода колеса с рельса

Козлов П. В.,

ФГБОУ ВПО «ПГУПС», Санкт-Петербург, Россия

The paper show analytical models to calculate overturning and buckling stability of articulated 6-axle wagon. Comparison between calculation and test results is presented.

Разработка вагонов сочлененного типа является инновационным и перспективным проектом на пространстве колеи 1520 мм. При перевозке легковесных грузов (контейнеров, автомобильных полуприцепов) сочлененные вагоны имеют лучшие технико-экономические параметры по сравнению с 4-х-осными вагонами. Конструктивная особенность вагонов сочлененного типа заключается в объединении двух рам и одновременной их опоре на три тележки, что позволяет увеличить полезную погрузочную площадь. Связать рамы между собой и со средней тележкой помогает устройство сочленения. Опора на крайние тележки выполняется традиционным способом.

Вагон сочлененного типа – это сложная система связи двух рам, которая должна обеспечивать безопасное движение конструкции по железнодорожным путям различного плана и профиля, однако, существующая нормативная база не предусматривает методов проверки таких конструкций на устойчивость от опрокидывания и выжимания при прохождении прямых и кривых участков пути.

В работе приведены аналитические модели, позволяющие оценить запас устойчивости сочлененного вагона от схода колеса с рельса. На основании моделей рассмотрены параметры вагона, влияющие на запас устойчивости. Для анализа и сравнения с теоретическими исследованиями приведены результаты испытаний вагона-платформы сочлененного типа модели 13-470-01 по оценке коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов по условию выжимания (в прямой и кривой) и бокового опрокидывания (в кривой).

Применение энергосберегающей технологии ускоренного старения боковых балок тележек локомотивов для повышения качества и надежности

Колот А. В.,

ДГМА, Краматорск, Украина

The advantage of the deformation vibration of accelerated aging in comparison with annealing after welding carts sidewalls

В последние годы в связи с ростом цен на энергоресурсы, как известно, важнейшей задачей является их экономия. В отраслях промышленности это должно осуществляться не в ущерб качеству, надежности выпускной продукции. Специалистами АО «МИНЭТЭК» г. Краматорск разработано оборудование нового поколения, реализующее энергосберегающую технологию ускоренного вибрационного старения металлоконструкций.

Преимущества предлагаемой технологии старения:

1. Отсутствие деформаций (депланации), возникающих в процессе снятия "ОН" при низкотемпературном отжиге (искусственном старении).

2. Не изменяются механические свойства (σ_T ; σ_B , δ) при растяжении, а за счет межкристаллитного трения в процессе виброобработки на соответствующих режимах имеет место увеличение жесткости (при термообработке деталь удлиняется).

3. Низкие производственные затраты (менее 10% затрат на отжиг), снижаются затраты на междоусевые перевозки, расходы на подъемно-транспортные операции.

4. Виброобработка является мобильным процессом, может выполняться применительно к деталям любых размеров (отсутствуют ограничения, связанные с размерами печи).

5. Не происходит обезуглероживание, образование окалины, уменьшение процентного содержания углерода в обрабатываемой детали (металл «размягчается»), а выгорание кислорода, особенно в сварных швах, вызывает в них структурную неоднородность и способствует снижению стойкости против образования трещин.

6. Отсутствуют проблемы, связанные с экологией и санитарными нормами.

Технология осуществляется на компьютеризированной установке нового поколения мод. ВСОИ 2100/2500 и включает диагностику изделия, обработку, контроль уровня О.Н. в процессе технологического цикла и после, выдачу протокола на бумажном носителе. Диагностика позволяет по проявлению параметрического резонанса дать оценку качества детали (наличие или отсутствие дефектов, раковин, неметалловключений и т.д.)

Исследованиями при обработке боковых рам тележек локомотивов установлено:

1. Технология на рекомендованных режимах не вызывает снижения циклической выносливости изделий. Metalloконструкции, без дефектов в металле и выполненные с соблюдением требований к качеству сварных швов, имеют выше предел выносливости до 35 % по сравнению с прошедшими отжиг при $T = 650^\circ\text{C}$.

2. Технология позволяет осуществлять диагностику качества металлоконструкций по параметрическому резонансу и дрейфу амплитуды при сдвиге фаз.

3. Выборочным анализом применяемых марок сталей в ТПС (тяговом подвижном составе) установлено, что в основном применяются в металлоконструкциях стали ЗСП, 09Г2С или в качестве примера - в тележках скоростных вагонов Крюковского вагонозавода – сталь 20, на боковинах которых исследовали возможность применения этой технологии.

Применение для таких сталей традиционных термических методов «снятия остаточных напряжений в металлоконструкциях – не только дорогостоящий метод, но и не применим из-за снижения механических свойств до 25 % (сталь 3) и более 48 % (для сталей 09Г2С).

Поэтому в данной проблеме заложены резервы надежности, долговечности и экономии материальных ресурсов.

Резервы повышения ресурса бандажей колесных пар

Колот В. А. (АО «МИНЭТЭК»), Колот А. В. (ДГМА), Краматорск, Украина

The influence of the degree of adaptation of a pair of wheel-rail, quality of the wheel, the wear and wit stock rail and the quality of hydraulic dampers for wear bandages

Ресурс колесных пар как комплексный показатель износа бандажей обусловлен влиянием конструкторских, технологических и эксплуатационных факторов.

Многообразие причин, влияющих на изнашивание пары трения качения колесо-рельс, причём сопровождающегося стохастическим скольжением, не позволяют создать комплексную математическую модель процесса. Поэтому основные направления в решении этой проблемы сводятся к устранению или снижению влияния видимых факторов. Создание «идеальной» адаптированной пары как по сочетанию профилей обода и головки рельса с учётом

подуклонки, так и по соотношению твердости и марок материалов не приводят к желаемому результату.

Учёными и практиками недостаточно уделяется внимание оценке влияния таких факторов, как качества контактируемых поверхностей бандажа и головки рельса, износа остряка и рамного рельса, жесткости рамного рельса в стрелочном переводе и эффективности демпфирования колебания тележек. Как показали исследования, игнорирование любого из этих факторов может не дать положительного результата, даже при применении лубрикации и идеальных сочетаний форм контактируемых поверхностей.

Ранее авторами отмечалось, что износ бандажей в паре колесо-рельс сопровождается двумя стадиями: истиранием и пластическим укатыванием. Благодаря свойству упрочняемости применяемых статей в бандажах они допускают значительный наклёп, снижающий пitting. Однако размеры неровностей в виде гребешков и впадин, образующихся при обточке бандажей, формируют значительно меньшую площадь контакта с головкой рельса и, следовательно, способствуют интенсивному изнашиванию. Качество обработки профиля бандажа должно приближаться к тому, какое получается после его приработки с рельсом. Тогда интенсивность износа в процессе эксплуатации колёсной пары будет наименьшей. Наиболее существенное проявление недостатков механической обработки происходит при прохождении экипажа кривых участков и стрелочных переводов, приводящее к образованию «остроконечного износа» гребней гладкой или ступенчатой формы. Как установлено, на величину «остроконечного износа» гребней и его интенсивность влияет значение износа рамного рельса и возникающий динамический зазор при отставании остряка стрелочного перевода. Причём, показана прямо-пропорциональная зависимость ресурса бандажа от величины динамического отставания остряка и износа рамного рельса. Эффективное использование толщины бандажа путём рационально-допустимого остроконечного износа гребня может быть обеспечено при гарантированном динамическом отставании остряка в пределах менее 4 мм. Авторами обращено внимание на необходимость изучения влияния жесткости установки рамного рельса и рельсов в криволинейных участках на износ гребней во взаимосвязи с работой гидравлических демпферов. В результате исследований качества применяемых гидродемферов установлено, что гидродемферы имеют диапазон расхождения параметров сопротивления на ходах сжатия и растяжения до 50 %. Осуществление селективного подбора гасителей на стендах мод. СВД конструкции «МИНЭТЭК» с близкими по значению параметрами обеспечит снижение дисбаланса динамических сил и неравномерных нагрузок на составные части тележки. В свою очередь это будет способствовать уменьшению износа гребней. Рекомендовано осуществлять установку гасителей с максимально близкими характеристиками сил и параметров сопротивления. Таким образом, в минимизации влияния вышеизложенных факторов заложены резервы ресурса колёсных пар.

Оценка энергоэффективности нетягового подвижного состава

Комарова А. Н.,

ФГБОУ ВПО «ПГУПС», Санкт-Петербург, Россия

Review of methods for determination the energy losses of moving train and set task of quantifying resistance to movement of creep forces and losses during vibration of the crew are presented in paper.

Главной задачей современных железнодорожных перевозок является повышение эффективности. Одним из решений является сокращение энергозатрат на тягу поездов за счет снижения сопротивления движению.

Во время движения значительная часть энергии локомотива потребляется на преодоление сопротивления движению поезда, что требует дополнительных затрат энергии на тягу для поддержания постоянной скорости движения. Энергия локомотива расходуется на вос-

полнение потерь от рассеяния энергии при колебаниях экипажа и пути, на сопротивление от трения качения колеса по рельсу, на аэродинамическое сопротивление, на сопротивление трения в подшипниках букс и др.

Наиболее существенными в общем сопротивлении движению являются сопротивление трения качения колеса по рельсу, аэродинамическое сопротивление и энергетические потери при колебаниях подвижного состава.

Большие нагрузки и упругие деформации в зоне контакта при качении колеса по рельсу вызывают появление сил псевдопроскальзывания (крипа), оказывающих значительное влияние на устойчивость движения колесной пары в рельсовой колее и динамическое поведение всего экипажа. В работах, посвященных сопротивлению движения нетяглого подвижного состава, сопротивление от сил псевдопроскальзывания либо не учитывается, либо его величина получается из опытных данных.

В работах, посвященных сопротивлению движения железнодорожного подвижного состава, мощность рассеяния энергии при колебаниях оценивается через функцию рассеяния в уравнениях, описывающих колебаний подвижного состава. Количественной оценки влияния рассеяния энергии при колебаниях и ее зависимостей от параметров подвешивания экипажа не проводилось.

В работе выполнен обзор методов и результатов определения энергетических потерь при движении поезда, сформулирована и поставлена задача количественной оценки величины сопротивления движению от сил крипа и потерь при колебаниях экипажа на рессорном подвешивании в зависимости от условий движения.

Застосування комплексу матеріалознавчих методів для дослідження втомного руйнування бандажів

Константіди В. С., Трегуб А. І., Яценко Л. Ф.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

This report examines the cases of endurance destruction of tyres in service by means of complex materials science methods. The structure, physical, chemical, and mechanical properties of material of tyres are also studied.

Бандажі колісних пар відносяться до одних з найбільш відповідальних елементів екіпажів тягового рухомого складу залізниць. В експлуатації трапляються непоодинокі випадки втомного руйнування бандажів. В даній роботі розглянуто випадки руйнувань бандажів колісних пар на поверхні гребеня та в зоні виточки під бандажне кільце, а також досліджено причини виявлених пошкоджень цих елементів колісної пари.

Дослідження проводилися щодо бандажів колісних пар наступних локомотивів: електровозів ДСЗ №13 і ВЛ8-340, тепловоза 2М62У-0327. Ці бандажі виготовлені із сталі марки 2 відповідно до встановлених норм ГОСТ 398-96. Хімічний склад сталі, мас. %: С – 0,59; Мп – 0,78; Si – 0,32; Р – 0,015; S – 0,013, Cr – 0,07; Ni – 0,021; Cu – 0,05.

Структура зразків вивчалась за допомогою оптичної металографії (мікроскоп Axiovert 25 СА) та електронної растрової мікроскопії (мікроскоп NeoScope JCM-5000, фірма JEOL). Визначення хімічного складу в матеріалі бандажа проводилось на растровому електронному мікроскопі CamScan 4D з енергодисперсійним аналізатором INCA Energy фірми Oxford Instruments. Механічні властивості оцінювались методом вимірювання мікротвердості за Вікерсом на приладі ПМТ-3.

Особливістю мікроструктури матеріалу бандажа на поверхні гребеня колеса електро-воза ДСЗ №13 є виявлені мікротріщини та нерівномірний поверхневий шар товщиною від 70 - 300 мкм, що складається з двох зон (зона І і зона ІІ), що мають чітку границю між собою та основним металом бандажа. Отримані результати досліджень структури підтверджуються як металографічним, так і електронномікроскопічним аналізом. Слід відзначити, що сформовані

такі структури в матеріалі бандажа свідчать про зміцнення поверхні гребеня в процесі експлуатації. Виявлені мікротріщини на поверхні гребеня мають періодичний характер та витягнуту форму. Глибина залягання дефектів становить ~ 120 мкм. При цьому, результати вимірювання мікротвердості показали, що в місці дефектів мікротвердість складає 5,54 ГПа, в поверхневому шарі на відстані 30 мкм від поверхні – 4,71 ГПа, в основному металі – 2,5 ГПа.

Проведений хімічний аналіз показав, що в місці мікротріщин виявлено кисню до 30,5 мас.%, що свідчить про формування продуктів корозії (найбільш ймовірно, що оксиди заліза Fe_2O_3) навколо тріщин. В поверхневому шарі (зона І) товщиною 10-15 мкм зафіксовано підвищений вміст вуглецю до 16,27 мас.% та сірки до 0,16 мас.%. Інші легуючі елементи знаходяться в межах встановлених норм ГОСТ 398-96.

З врахуванням всіх факторів, можна припустити, що причиною появи мікротріщин на поверхні гребеня бандажа є низька якість металу бандажа, зміцнений поверхневий шар, високий рівень внутрішніх напружень.

При детальному огляді поверхні зламу бандажів електровоза ВЛ8-340 та тепловоза 2М62У-0327 виявлено зони розвитку втомних тріщин в області крайки виточки під бандажне кільце та зону долому. Характерними особливостями зруйнованих бандажів колісних пар є: втомний характер, про що свідчать концентричні смуги в місцях розлому; виявлені додаткові тріщини, які в майбутньому могли призвести до руйнування бандажів; зародження тріщин в області виточки відбувалось за циферблатним механізмом.

Определение возвышений наружного рельса, исходя из минимума износа рельсов

Корженевич И. П., Курган Н. Б., Хмелевская Н. П.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The algorithm of definition of an elevation of an external rail in curves for the stream of trains providing the minimum wear of two rails at performance of all standard requirements is offered.

Как известно, в Украине рекомендуется определять возвышение наружного рельса по среднеквадратичной скорости. Такой подход был принят почти сто лет назад, и он обеспечивал одинаковое среднее силовое воздействие на внутренний и наружный рельсы. Упрощенное представление о связи сил, действующих на рельсы, с износом длительное время устраивало инженеров. В то же время известно, что одна и та же сила, действующая на наружный и внутренний рельсы, приводит к разным результатам по износу. Воздействие на наружный рельс приводит к вертикальному и боковому износу, а для внутреннего рельса – только к вертикальному. Это одна из причин того, что в нормативных документах РЖД последних лет по возвышениям исключено понятие средневзвешенной скорости.

В исследованиях вопросов износа гребней колес и рельсов используется понятие равновесной скорости экипажей при движении по кривой, когда непогашенное ускорение $\alpha_{nn}=0$. Однако характер вписывания экипажа в кривую таков, что из-за наличия скольжения колес по рельсам даже при $\alpha_{nn}=0$ появляются поперечные горизонтальные силы, действующие на наружный рельс и вызывающие износ рельсов.

Для оценки особенностей воздействия подвижного состава на наружную и внутреннюю рельсовые нити была реализована следующая методика. Из различных научных исследований были определены показатели износа, зависящие от непогашенных ускорений. На основе тяговых расчетов или анализа скоростемерных лент определялись скорости поездов разных категорий, обращающихся на участке. Для каждого отрезка пути в кривой рассчитывались непогашенные ускорения всех категорий поездов и соответствующий износ левого и правого рельсов. В результате для определенной комбинации возвышений определялся средний годовой износ.

Правильно установленное возвышение наружного рельса позволяет снизить величину направляющих, боковых и рамных сил и тем самым повысить прочность и устойчивость пути и условия комфорта пассажиров. Таким образом, задача определения оптимального возвышения наружного рельса в кривых для поездопотока с реально реализованными скоростями является своевременной и актуальной. В результате расчетов по приведенному алгоритму возвышение наружного рельса принималось таким, чтобы поездами всех категорий реализовывались наименьшие значения поперечных непогашенных ускорений α_{nn} . Изменяя комбинацию возвышений, определяли такую, которая обеспечивала минимальный износ двух рельсов при выполнении всех нормативных требований.

На основании выполненных расчетов установлено:

- 1) в некоторых случаях на длинных кривых целесообразно устанавливать разные возвышения наружного рельса даже вдоль кривой одного радиуса;
- 2) несостоятельность использования средневзвешенной скорости для расчета возвышений, так как и непогашенные ускорения, и износ в этом случае хуже, чем при подборе возвышений из условия минимума дополнительного приведенного износа;
- 3) изменяя возвышение, можно в значительной мере управлять надежностью пути, безопасностью движения поездов и, в определенной мере, расходами, связанными с износом гребней колес и рельсов.

К вопросу об увеличении процента отбраковки колёсных пар по выкрашиванию

Корольков Е. П., Дмитрусенко Н. С., Ряднов А. В.,
МИИТ, Москва, Россия

In the paper it is shown, that the reduction of a track at a constant profile of the wheel and axle load has led to intensive wear of the wheel flanges and the side rails.

Статистические данные о причинах обточек колесных пар, поступивших в плановый и текущий отцепочные ремонты, свидетельствуют о значительном увеличении доли дефектов по выщербинам и ползунам. Ситуация на Российских железных дорогах за три десятилетия видна из таблицы.

Такая же тенденция роста наблюдается и для пассажирских вагонов. В предлагаемой работе авторами предпринята попытка объяснения данного негативного процесса.

Известно, что выкрашивание колес обусловлено образованием подповерхностных контактно-усталостных повреждений. Необходимым условием их возникновения при качении колеса по рельсу служит значительное нормальное давление контактирующих тел в сочетании с касательными силами. Достаточным условием является многократное циклическое изменение напряжений как по величине, так и по знаку. Наибольшего значения касательные напряжения достигают при качении колёсной пары с проскальзыванием. Поперечное проскальзывание оказывает большее повреждающее воздействие, чем продольное, и всегда имеет место при движении в кривых.

Тип дефекта	Доля обточек по выкрашиванию (в %) от общего числа обточек		
	80-е годы 20-го века	1992 г.	2001 г.
Выщербины	5,4	19,4	35,1
Ползуны	8,7	12,6	21,5

Анализируя причины интенсивного износа гребней колес и боковой поверхности рельсов, примем во внимание, что на протяжении последних сорока лет ни номинальная нагрузка на ось, ни геометрия колеса и рельса практически не менялись. Однако изменились условия контактирования колеса с рельсом вследствие сужения колеи.

Действительно, в 70-х годах прошлого столетия на железных дорогах России началась перебивка колеи с 1524 на 1520 мм и замена деревянных шпал на железобетонные. К началу 90-х годов большинство участков было переведено на новую колею. В результате силового контакта гребня с боковой поверхностью рельса стал происходить уже в кривых радиуса $R < 1248$ м вместо $R < 938$ м, то есть величина радиуса кривых силового контакта возросла в 1,33 раза. Более того, по существующим нормам допускаются отклонения от номинальной ширины колеи в сторону сужения вплоть до 1512 мм, что увеличило значение радиуса таких кривых до 3572 м.

Следует учесть, что доля кривых участков рельсового пути с радиусами от 1000 до 1200 м составляет 16,5 %, а кривых с радиусами от 1200 до 1350 м – 14,2%. Таким образом, к кривым с радиусами до 950 м добавилось 30,7% кривых, в которых происходит циклическое контактирование сечения колеса с зародившимся повреждением. В кривых, не обеспечивающих бесконтактное движение колёсных пар, выполняется необходимое условие зарождения выщербин, а многократное число циклов создаёт условия разрушения поверхности катания колеса.

Другими словами, увеличение процента отбраковки колесных пар по выкрашиванию можно объяснить сужением ширины колеи при прочих равных условиях.

Результаты эксплуатационных испытаний геометрически-силового метода оценки состояния пути

Коссов В. С., Бидуля А. Л., Краснов О. Г., Акашев М. Г.,
ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

The report presents the service testing results for track condition assessment technology using geometric power method. Typical track cross-sections are shown for which there was reducing of wheel stability factor against derailment lower than normable value.

По указанию ОАО «РЖД» ВНИКТИ проведены исследования по возможности применения геометрически-силового метода для определения судоопасных участков железнодорожного пути при движении порожних вагонов.

Для этих целей созданы тензометрические колесные пары с беспроводной передачей данных, изготовлен диагностический вагон ВДА-01 на базе цистерны, оборудованный двумя тензометрическими колесными парами, бортовым компьютером с системой автономного питания, системой спутниковой навигации и беспроводной передачи данных по GPRS- каналам, разработаны технические и программные средства, критерии оценки состояния пути геометрически-силовым методом. В 2011 году выполнено диагностирование 5 тыс. км на участках пути Московской и Приволжской ж.д.

В процессе анализа данных диагностирования, осмотров участков пути с низкими значениями коэффициентов запаса K_y установлено, что имеются типовые участки профиля пути, сочетания отступлений, которые вызывают снижения коэффициента запаса устойчивости порожних вагонов с повышенным центром тяжести:

- в прямых участках пути при десяти и более отступлений II степени в виде рихтовок II и III степени, перекосов, просядок на длине до 100 м при скоростях движения более 60 км/ч;

- в прямых участках пути при сочетаниях рихтовок, односторонних просядок с резким изменением ширины колеи (более 8 мм на 5...7 м);

- в зонах перехода от круговой кривой к переходной, или от переходной кривой к прямой при наличии углов в плане, сочетании рихтовок, просядок, резких изменений ширины колеи;

- в зоне прямых вставок в S-образных кривых малого радиуса ($R < 350$ м) при наличии углов в плане в зонах перехода, при сужении колеи до 1514 мм и менее;

– в кривых участках пути радиуса $R = 350 \dots 800$ м при наличии рихтовок, перекосов II-й степени в сочетании с чередующимися периодическими изменениями ширины колеи и уровня;

– в кривых участках пути с радиусом менее 300 м при наличии сочетаний перекосов, просадок, рихтовок I и II-й степени, периодических изменений ширины колеи до 1515...1518 мм и уровня до 5...8 мм на базе 2,5...5 м.

В ходе проведенных работ установлено, что геометрически-силовой метод позволяет получать дополнительную информацию о состоянии пути с позиции устойчивости порожних вагонов против схода. Показано, что часть сходаоопасных участков пути не выбраковывают традиционными способами, базирующимися на оценке геометрических параметров пути. Этим методом выявляются участки пути, которые не могут быть оценены техническими средствами, применяемыми в настоящее время на вагонах-путеизмерителях.

Участки пути с низкими параметрами по устойчивости порожних вагонов против схода являются индивидуальными, определяемыми не только размерами отступлений, но их формой, сочетанием разных типов неровностей, профилем и дефектностью элементов верхнего строения пути.

Геометрически-силовой метод необходимо рассматривать как дополнительный к существующей технологии оценки состояния пути по геометрическим параметрам, внедрение которого позволит выявлять сечения пути, опасные для движения порожних вагонов.

К вопросу о гармонизации норм по оценке прочности моторвагонного подвижного состава, действующих на Украине и в странах Евросоюза

Кострица С. А.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The comparison of methods for assessing the fatigue strength of the rolling stock used in the Ukraine and the EU. A comparison is carried out both analytically and numerically, using the experimental data. The recommendations for the harmonization of relevant regulations.

В процессе эксплуатации подвижной состав железных дорог подвергается воздействию переменных во времени нагрузок. В результате такого воздействия в несущих элементах его конструкции возникают напряжения, которые являются случайными функциями от времени. Если уровень этих напряжений превышает определённую величину, то в материале детали происходит процесс постепенного накопления повреждений, приводящий к разрушению. Этот процесс называют усталостью материала, а соответствующее разрушение усталостным.

Усталостное разрушение несущих конструкций подвижного состава в процессе эксплуатации, как правило, приводит к катастрофическим последствиям, поэтому проблема предотвращения указанного явления на железнодорожном транспорте является весьма актуальной.

На этапе проектирования или в процессе допуска к эксплуатации для оценки усталостной прочности подвижного состава железных дорог, в том числе и моторвагонного, в Украине и за рубежом используется нормативная база, которая основана на фундаментальных исследованиях в области усталости материалов. Однако критерии, по которым производится эта оценка в Украине и странах Евросоюза качественно отличаются.

В настоящей работе проведено сравнение методов оценки усталостной прочности согласно требованиям указанных выше двух нормативных баз. Сравнение проводится как аналитически, так и численно, с применением экспериментальных данных, полученных при проведении ходовых прочностных испытаний различных типов моторвагонного подвижного состава.

В частині, проведено порівняння діаграм граничних напружень циклу навантаження приведених в європейських нормах з діаграмми, побудованими автором на основі формули для розрахунку коефіцієнта запасу втомості надійності приведеної в українських нормативних документах. При цьому порівнюються вимоги європейських норм для оцінки втомості надійності зварних з'єднань рухомого складу зі сталі ERRI B12/RP17 (8 th edition) і DVS 1612 з вимогами діючих на Україні норм для розрахунку і оцінки надійності несучих елементів моторвагонного рухомого складу колії 1520 мм.

В якості прикладу наведено порівняльні результати по оцінці втомості надійності кузовів і тележок електро- і дизель – поїздів, виготовлених європейськими виробниками для залізничних доріг України.

На основі аналізу проведених аналітичних і експериментальних досліджень робляться висновки про недоліки або переваги того чи іншого методу оцінки втомості надійності.

В висновку дані рекомендації по узгодженню нормативних документів для оцінки надійності, в тому числі і втомості надійності, несучих конструкцій рухомого складу залізничних доріг, діючих в Україні і країнах Єврозону.

Оптимізація несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Костриця С. А., Товт Б. М.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The necessity of realization of structural optimization of the investigated machine is reasonable, raising of optimization problem is executed, the simplified FE-model of structure of planer is worked out. As a control example the optimization problem of double-tee cross-sectional, for which the analytical is got and numeral solutions, is considered.

Напружено-деформований стан (НДС) несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 було досліджено за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ) і шляхом проведення ходових динамічних випробувань на міцність.

Дослідження конструкції за МСЕ показало, що міцність несучої рами планувальника забезпечується як транспортному, так і у робочих режимах. Результати обробки експериментальних даних показали, що втомна міцність несучої рами забезпечена. Аналіз НДС машини СПЗ-5 показав, що конструкція планувальника має значний запас міцності, оскільки дійсні напруження значно нижчі за нормативні значення. Було зроблено висновок щодо можливості оптимізації конструкції машини.

Для проведення оптимізаційних розрахунків було створено спрощену скінченно-елементну модель несучої рами. Побудова спрощеної моделі супроводжувалася спеціальними контрольними розрахунками з метою отримання результатів, ідентичних повній моделі.

У якості цільової функції виступила площа поперечного перерізу бічної несучої балки рами. Були накладені обмеження на напруження у цій балці, а також обмеження на змінні проектування, які задавалися умовою невід'ємності розмірів перерізу. Окрім того, було накладене обмеження, згідно якого значення товщини стійки не могло зменшитися менше певного значення, заданого з умови забезпечення стійкості перерізу. Таким же чином, було накладене обмеження й на значення товщини полиці.

Поперечні балки рами було виключено з оптимізації, оскільки зміна їх розмірів є недоцільною з технологічних міркувань.

Для аналізу і контролю результатів оптимізації рами планувальника була розглянута задача оптимізації двотаврового поперечного перерізу. У якості цільової функції було взято площу перерізу. Змінними проектування виступили висота перерізу і ширина полиці. Для цієї задачі аналітично були отримані оптимальні значення змінних проектування в залежності

ті від величини моменту опору перерізу і товщини стійки. Проте слід відмітити, що оптимальний проект конструкції, отриманий за точними виразами є недоцільним з технологічних та інженерних причин. Наприклад, ширина полиці двотаврового поперечного перерізу бічної несучої балки рами машини СПЗ-5 не може бути меншою за 100 мм, у той час, як точний розв'язок дає значення у 50 мм. Тому слід відокремлювати поняття оптимального проекту з математичної точки зору і оптимального проекту з урахуванням технологічних та інженерних обмежень.

У результаті чисельної оптимізації несучої рами машини СПЗ-5 було отримано 235% зменшення площі поперечного перерізу бічної несучої балки. У перерахунку на масу металу, це складає 1101 кг економії (з урахуванням того, що існуюча конструкція має масу 1529 кг, а оптимізована – 428 кг). Слід підкреслити, що ці результати досягнуті при виконанні обмежень на змінні стану, іншими словами дійсні напруження у конструкції не перевищують нормативного значення. Проект конструкції несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5, отриманий внаслідок оптимізації, є прийнятним з інженерних і технологічних міркувань.

Применение кругов Мора для записи процесса изменения тензора напряжений в колесах железнодорожного транспорта

Кочетков Е. В.,
ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

To prepare fatigue resistance evaluation methods of stressed parts, loaded by the system of random or cyclically variable forces, there is developed the method of the graphic record of the variation process of the stress tensor on their surface. The method is based on Mohr circles application and is tested on the record example of the stress tensor variation in a railway car wheel.

Многие элементы конструкций и детали машин работают в условиях сложного напряженного состояния, когда к тому же отдельные элементы нагружающих их сил изменяются не синхронно по отношению друг к другу. Изменение нагрузки может носить случайный (хаотичный) характер, но часто может наблюдаться и определенная цикличность приложения сил, например, при работе машин на установившемся режиме или при движении колеса железнодорожного подвижного состава по гладкому участку пути при условии, что положение круга катания остается неизменным. Как более детерминированный на первом этапе рассмотрен случай цикличного нагружения сложнапряженных деталей.

В настоящее время системные методы расчета сопротивления усталости таких деталей отсутствуют. Но прежде чем приступить к разработке методов их расчета, необходимо выработать методику записи процесса изменения тензора напряжений в этих деталях. Для создания зримого образа такого процесса желательно иметь его графическую запись.

Если в деталях отсутствуют внутренние дефекты, то наиболее высокие напряжения, как правило, возникают на их поверхности. На участках, где отсутствует контактное давление на деталь, напряженное состояние её поверхности бывает плосконапряженным. Поэтому в подавляющем большинстве случаев достаточно разработать способ записи процесса изменения тензора напряжений при плоском напряженном состоянии.

К настоящему времени известен способ записи статического плоского напряженного состояния при помощи круга Мора. Предметом данного исследования является применение кругов Мора для записи динамического процесса изменения тензора напряжений в процессе изменения нагрузки на деталь.

Организация графической записи изменения тензора напряжений на поверхности сложнапряженной детали осуществляется следующим образом: Циклический процесс изменения нагрузок на деталь разбивается на отдельные промежутки времени. Выбирается исследуемый участок конструкции. Через него проводятся оси прямоугольной (декартовой или

полярной) системы координат. Параллельно им строятся оси системы координат, в которых будет выполняться построение кругов Мора. Один из моментов нагружения принимается за начальный. В подготовленной системе координат по найденному для этого момента тензору напряжений на оси, параллельной направлению первого главного напряжения, строится первый круг Мора. Продолжая такие же построения при следующих вариантах нагружения, можно получить систему кругов, которые в случае описания замкнутого цикла изменения нагрузки за время цикла вновь возвращаются к первому кругу. Образованная таким образом система кругов Мора дает наглядное описание процесса изменения тензора напряжений в заданной точке поверхности исследуемой сложнонапряженной детали за цикл изменения нагрузки. Методика апробирована на примере записи изменения тензора напряжений в вагонном колесе.

Полученная картина размеров и взаимного расположения кругов Мора от выбора исходной системы координат не зависит и определяется лишь характером изменения тензора напряжений в исследуемой точке, следовательно, дает объективное описание исследуемого процесса изменения тензора напряжений.

Прогнозирование сил взаимодействия колес грузовых порожних вагонов и железнодорожного пути

Краснов О. Г., Астанин Н. Н.,
ОАО «ВНИКТИ», Королмна, Россия

The report shows the perspectives of geometric power method realization by means of hardware-software complex development which will allow predicting forces in the wheel-rail interface without involving empty car with strain-gauge wheelsets.

Применение диагностического поезда в составе вагона-путеизмерителя и порожнего грузового вагона с тензометрическими колесными парами в технологии оценки состояния пути геометрически-силовым методом имеет ряд недостатков, которые сдерживают ее внедрение. К ним относятся:

- ограничение маневренности и допустимой скорости движения вагона-путеизмерителя;
- необходимость дополнительного технического обслуживания измерительных систем, установленных на грузовом вагоне;
- увеличение стоимости диагностического оборудования, включая стоимость порожнего грузового вагона.

Центром транспортной техники и технологии (ТТСИ, США) разработан метод контроля судоопасных участков железнодорожного пути по динамическим характеристикам движения поезда с использованием нейронных сетей – RBTG. Метод предусматривает испытания грузовых вагонов, оборудованных тензометрическими колесными парами совместно с вагоном-путеизмерителем на маршрутах железных дорог. Получив данные о взаимосвязи силовых факторов и геометрических неровностей, создается база данных для обучения искусственных нейронных сетей. Для конкретного типа подвижной единицы «обученные» нейронные сети напрямую связывают трехмерную геометрию пути и скорость движения с динамическим характером движения подвижного состава.

По аналогии с технологией RBTG ВНИКТИ начаты работы по созданию специализированного программного обеспечения на базе нейронных сетей. Суть проекта состоит в создании программно-аппаратного комплекса для вагона-путеизмерителя, который без грузового порожнего вагона с тензометрическими колесными парами позволял бы рассчитывать вертикальные и боковые силы, определять коэффициент запаса устойчивости K_y с привязкой к ординате пути по данным вагона-путеизмерителя.

Для реализации данной задачи ВНИКТИ:

- накоплена база синхронизированных, взаимоувязанных данных по силам взаимодействия колес порожнего вагона и геометрическим неровностям пути в объеме 5 тыс. км;
- выбран тип нейронной сети, сформирована её архитектура и топология;
- разработан алгоритм прогнозирования вертикальных, боковых сил, K_y в зависимости от конструкции верхнего строения пути, особенностей профиля, температурного фактора;
- выполнено «обучение» нейронных сетей применительно к многофакторности условий эксплуатации.

Для обеспечения точности прогнозирования силовых факторов необходимо продолжить накопление статистических данных по взаимоувязанным параметрам геометрии рельсовой колеи и силовым факторам.

Дизельний двигун як джерело механічної енергії

Кудашко І. І.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The report provides an analysis of the proportions of the mixture should be used to the full.

У 1890 році Рудольф Дизель розвинув теорію «економічного термічного двигуна», який завдяки сильному стиску в циліндрах значно покращує свою ефективність, а в 1893 р. він отримав патент на свій двигун. Перший функціонуючий зразок, названий «Дизель-мотором», був побудований Дизелем на початку 1897 року, і того ж року він був успішно випробуваний. У написаній ним книзі як ідеальне паливо пропонувався кам'яновугільний пил. Експерименти ж показали неможливість використання вугільного пилу як палива, перш за все, через високі абразивні властивості як самого пилу, так і золи, що виходить при згорянні. До того ж спостерігалися великі проблеми з подачею пилу в циліндри. Проте важкі нафтові фракції, які в якості палива запропонував використовувати Е. Л. Нобель, не мали цих недоліків. У 1947 р. відбулося розширене засідання Паризької академії наук, де ухвалили: 1) закріпити пріоритет за Росією у створенні безкомпресорним двигуна із запалюванням від стиснення (цикл Трінклера); 2) зберегти для всіх двигунів, що працюють із запалюванням від стиснення, назву «Дизель-мотор», щоб відзначити науковий і технічний внесок Рудольфа Дизеля в енергетичне машинобудування.

В даний час використовується термін «двигун Дизеля», «дизельний двигун» або просто «дизель», тому що теорія Рудольфа Дизеля стала основою для створення сучасних двигунів із запалюванням від стиснення. Надалі близько 20...30 років такі двигуни широко застосовувалися в стаціонарних механізмах і силових установках морських суден, однак існуючі тоді системи впорскування палива не дозволяли застосовувати дизелі у високошвидкісних агрегатах. Невелика швидкість обертання, значна вага повітряного компресора, необхідного для роботи системи упорскування палива, унеможливили застосування перших дизелів на автотранспорті. За час, який минув з винаходу двигуна, його конструкція неодноразово вдосконалювалась. У 20-ті роки XX століття німецький інженер Роберт Бош удосконалив вбудований паливний насос високого тиску – пристрій, який широко застосовується і в наш час. Використання гідравлічної системи для нагнітання і упорскування палива дозволило відмовитися від окремого повітряного компресора і зробило можливим подальше збільшення швидкості обертання. Затребуваний в такому вигляді високооборотний дизель став користуватися все більшою популярністю як силовий агрегат для допоміжного та громадського транспорту, однак доводи на користь двигунів з електричним запалюванням (традиційний принцип роботи, легкість і невелика ціна виробництва) дозволяли їм користуватися великим попитом для встановлення на пасажирських і невеликих вантажних автомобілях.

У 50...60 роки дизель встановлюється у великих кількостях на вантажні автомобілі та автофургони, а в 70-ті роки після різкого зростання цін на паливо, на нього звертають серйоз-

зну увагу світові виробники недорогих маленьких пасажирських автомобілів. У подальші роки відбувається зростання популярності дизельних двигунів для легкових і вантажних автомобілів, не тільки через економічність і довговічність дизеля, але також через меншу токсичність викидів в атмосферу.

Відомі результати експериментальних досліджень, присвячених визначенню властивостей паливних сумішей, які визначались щодо чистого дизельного палива, чистої ріпакової олії та їх сумішей з метиловими ефірами ріпакової олії. Однак специфіка цих досліджень дозволяє визначити закономірності фізико-хімічних і теплофізичних властивостей тільки для відповідних умов.

В докладі наводиться аналіз того, у яких пропорціях повинна бути суміш для повного її використання, оскільки ріпакова олія за своїми фізико-хімічними властивостями відрізняється від стандартного дизельного палива, її доцільно застосовувати в суміші з останнім. Тим більше, що ці компоненти добре змішуються, а суміші мають властивості, що дозволяють повністю спалювати їх в дизелі.

Исследование напряженно-деформированного состояния корпуса автосцепки СА-3 и СА-4 при нормативных нагрузках при номинальных размерах и с учетом износа

Кузьмин А. Б., Оганьян Э. С.,
ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

One of the most frequent damage of the automatic coupling device is the automatic coupler body damage. This article presents the investigation of the stress-strain state of the automatic coupling device under operating loads and the detailed calculation of the connection zone at the nominal dimensions and in consideration of wear.

Целью работы является выяснение причин обрывов автосцепок в эксплуатации, на основе анализа технической документации, эксплуатационных данных, а также результатов выполненных теоретических и экспериментальных исследований.

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 упруго-пластического поведения материала, больших деформаций и контактного взаимодействия деталей конструкции. При этом за пределами упругости упрочнение материала учитывалось по линейному закону.

В эксплуатации корпус автосцепки работает в условиях как квазистатического, так и динамического, в том числе знакопеременного нагружения. При этом в местах концентрации напряжений, в частности в зонах перемены хвостовика и перехода головы корпуса автосцепки к хвостовику напряжения могут превышать предел выносливости и допускаемые напряжения растяжения-сжатия по I режиму (для грузовых вагонов $[\sigma]=405$ МПа, в которых в эксплуатации происходят обрывы).

В данной работе, произведены расчеты НДС корпуса автосцепки при изменении геометрической формы перемены хвостовика автосцепки. В пределах его допускаемого износа 8 мм.

В результате исследования проведены расчеты корпусов автосцепок находящихся в зацеплении, конечно-элементная модель расчетной автосцепки построена на базе четырехузловых объемных конечных элементов. Расчеты проведены при режимах растяжения на 200 и сжатия 250 тс, определены наиболее нагруженные зоны корпуса автосцепки, а также области превышающие предел текучести материала при номинальных размерах и с учетом износа перемены хвостовика.

Разработка методики и расчет условий прохождения сочлененными платформами сортировочных горок

Кукушина Н. А.,
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

The article is devoted to the study of specific features of articulated platforms passing hump yard. This study is required when designing articulated platforms for ensuring the conditions of clearance and preserve the damage of elements of the car. In order to study the peculiarities of articulated platforms passing hump yard a methodology was developed, models were constructed in the software complex SolidWorks Motion and the required parameters were set.

Статья посвящена исследованию особенностей прохождения вагонами сочлененного типа сортировочных горок. Конструкция данного типа вагонов отличается от остальных наличием узла сочленения, соединяющего две полурамы и опирающегося на центральную тележку между ними. Такая конструкция позволяет более рационально использовать погрузочное пространство и грузоподъемность вагона благодаря возможности перевозить грузы, в частности, контейнеры различного типоразмера, над узлом сочленения.

В связи с этой особенностью конструкции возникает вероятность повреждения грузов при прохождении сочлененным вагоном сортировочных горок. С целью исключения вероятности повреждения разработана методика расчета прохождения сочлененным вагоном сортировочной горки.

В методике учтены требования нормативных документов, устанавливающих допустимую форму сортировочных горок. На основе изучения этих документов выявлены три основных типа сортировочных горок и их предельные размеры, обеспечивающие максимальный угол поворота двух полурам сочлененного вагона в вертикальной плоскости.

Помимо этого в методике учтены различные факторы, влияющие на прохождение вагоном сортировочной горки: геометрические размеры, прогиб металлоконструкций рам под собственным весом и весом груженого контейнера.

Для непосредственного расчета по предложенной методике предлагается использовать программный пакет SolidWorks Motion, позволяющий на основе создаваемых моделей сортировочных горок и сочлененного вагона проводить расчеты всех интересующих зазоров между элементами конструкций, получать графики изменения зазоров в зависимости от положения вагона на сортировочной горке. На основе получаемых данных можно скорректировать конструкцию вагона на этапе проектирования.

Для примера рассматривается сочлененная платформа модели 13-470-01 для перевозки трех 40-футовых контейнеров разработки ОАО «НВЦ «Вагоны», оборудованный устройством сочленения SAC-1, поворотными турникетными опорами для перевозки контейнера над центральной тележкой и другими принципиально новыми элементами конструкции. Расчет данного вагона по предложенной методике с последующими испытаниями показал целесообразность использования методики при расчете вагонов сочлененного типа в дальнейшем.

Характеристики швидкісного руху поїздів

Курган М. Б., Байдак С. Ю.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The characteristics, allowing to estimate a high-speed mode of movement of trains before reconstruction carrying out on high-speed directions are offered.

Процес зміни швидкості руху поїзда на ділянці, або швидкісний режим руху поїзда, може бути різним навіть при однакових значеннях середньої швидкості. Коефіцієнт, що характеризує використання швидкості в функції довжини перегону і максимального рівня швидкості k_v можна представити як відношення середньої швидкості $V_{сер}^{пер}$ до максимальної V_{max} . При наявності на ділянці розгону й гальмування, наприклад, до і після кривої, значення k_v може змінюватись в два і більше разів. Аналіз результатів проведених розрахунків показав, що вище розглянутий показник k_v , не в повній мірі характеризує якісну картину руху поїзда, бо визначається цей коефіцієнт через середню ходову швидкість, величина якої не дозволяє встановити рухався поїзд з постійною швидкістю, близькою до $V_{ход}$, чи швидкість сильно змінювалась від V_{min} до V_{max} . У зв'язку з цим була зроблена спроба оцінити якість швидкісного руху за допомогою середньоквадратичного відхилення швидкості σ_v , відносно середньої ходової швидкості $\overline{V_{ход}}$.

Так як розрахунок дисперсії швидкості руху не враховує характер розкиду: однакове значення можуть дати випадки з невеликими за амплітудою відхиленнями швидкості, але тривалими за часом і, навпаки, різкі, але короткочасні перепади, то характер розкиду швидкості оцінювався величиною середньоквадратичного відхилення прискорення руху σ_a , яка визначалась за результатами тягових розрахунків.

Було встановлено, що проведення реконструктивних робіт на напрямках, що готуються для впровадження швидкісного руху поїздів призводить до збільшення ходової швидкості поїздів при зменшенні середньоквадратичного його відхилення, зменшення середнього рівня прискорення і середньоквадратичного його відхилення.

Чим менші показники σ_v , σ_a , тим більш рівномірно рухається поїзд, тим краща плавність руху, комфортабельність їзди і, як результат, менші експлуатаційні витрати, пов'язані з рухом поїздів. На величину σ_v , σ_a впливають такі фактори, як геометричні характеристики плану лінії, наявність обмежень швидкості на окремих ділянках залізниці, характеристика самого поїзда (пасажирський, вантажний, їхня маса), вид тяги та ін.

Для комплексної оцінки характеристики руху поїзда був запропонований показник K , який показує, у скільки разів збільшується нерівномірність руху, якщо не впроваджена достатня кількість заходів для усунення обмежень швидкості.

Для порівняння варіантів до і після проведення реконструктивних заходів розраховувався економічний ефект Π , за результатами якого встановлювалась доцільність підвищення швидкості.

При $\Pi > 0$ підвищення швидкості прийнятне, і чим більше Π , тим воно вигідніше за розглянутими показниками. Якщо $\Pi < 0$, то витрати, пов'язані з погіршенням якості руху, більші, ніж ефект від підвищення швидкості. Тобто, за допомогою запропонованих показників, можна дати не тільки кількісну і якісну оцінку впровадження на ділянці швидкісного руху, але й встановити раціональну швидкість.

Влияние на износ рельсов параметров устройства пути

Курган Н. Б., Байдак С. Ю., Гусак М. А.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Presents the results of researches of influence of parameters of the device of a way on wear of rails.

Снижение интенсивности износа гребней колес подвижного состава и рельсов является одной из актуальных задач на железнодорожном транспорте. Анализ научных результа-

тов, опубликованных различными авторами, показал, что эта проблема до конца не решена. В середине 80-х годов прошлого столетия интенсивность износа рельсов в кривых и подрез гребней колес резко возросли. Причин, приводящих к износу, достаточно много, но системного подхода и достаточно обоснованной количественной оценки влияния разных факторов на интенсивность износа до сих пор нет. Характер взаимодействия в системе колесо-рельс определяется многими факторами, важнейшими из которых являются динамические, зависящие от конструкции пути и подвижного состава и условий их взаимодействия, а также трибологические – давление в месте контакта, проскальзывание, состояние поверхностей.

Сгруппировав причины износа гребней колес и рельсов, были представлены влияющие на износ факторы следующим образом.

1. Конструкция верхнего строения пути: ширина колеи, состояние верхнего строения (наличие износа рельсов, подуклонка, неравноупругость пути).

2. Состояние экипажной части подвижного состава: положение осей колесных пар в тележке, износ подпятников, шкворня, скользунов, жесткость комплектов рессорного подвешивания, разность диаметров колес колесной пары и др., приводящие к большим углам набегания колеса на рельс, как в кривых, так и прямых участках и увеличению времени взаимодействия гребня с головкой рельса.

3. Параметры устройства колеи: несоответствие величины возвышения наружного рельса скоростям движения в кривых; параметры кривых, приводящие к ограничению скорости и возникновению отрицательных непогашенных ускорений, обуславливающих вписывание экипажа с большими углами набегания колес на наружный рельс.

4. Режимы вождения поездов. Увеличение нагрузки на ось, массы составов приводит к более частому использованию тягового режима, переломы продольного профиля – к изменению режимов и нарушению плавности движения.

Отличительной особенностью работы рельсов в кривых является неравномерность износа рельсов наружной и внутренней нитей. Если фактическое возвышение наружного рельса больше расчетного, то неизбежное продольное скольжение, обусловленное жесткой насадкой колес на оси, происходит по наружному рельсу, если меньше – по внутреннему. Для подтверждения изложенного были использованы результаты измерений, выполненные кафедрой «Путь и путевое хозяйство» ДНУЗТ на участках Львовской и Одесской железных дорог. Во всех обследованных кривых наблюдался небольшой (до 2...3 мм) вертикальный износ обоих рельсов. Боковой износ внутреннего рельса находился в диапазоне 2...3 мм (редко до 5...6 мм). Боковой износ наружного рельса в 3...4 раза превышал износ внутреннего. Такое соотношение наблюдалось в кривых разных радиусов при избыточном возвышении наружного рельса, которое приводило к отрицательным поперечным ускорениям и вызывало перегрузку внутреннего рельса вертикальными силами.

Установлено, что с увеличением кривизны пути и непогашенного ускорения возрастают боковые силы, и интенсивность износа рельсов. Добиться существенного снижения бокового износа за счет уменьшения непогашенного ускорения невозможно. Так, например, при уменьшении непогашенного ускорения на $0,3 \text{ м/с}^2$ интенсивность бокового износа сокращается всего на 8...10%.

Проектування поздовжнього профілю криволінійного обрису

Курган М. Б., Черняков М. М.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

The technique of definition of radiuses of vertical curves for connection of elements of the longitudinal profile for providing smoothness, comfortableness of movement is offered.

Проектування поздовжнього профілю залізниць визначається, з одного боку, технічними, з іншого – економічними вимогами. Технічні вимоги полягають у забезпеченні безпе-

ки щодо розривів поїздів на перегонах, плавності руху й комфортабельності їзди, особливо при підвищенні швидкості. Економічні вимоги до профілю залізниць в основному зводяться до доцільного поєднання будівельної вартості й експлуатаційних витрат. Розглянемо технічні вимоги.

Досвід експлуатації показав, що під час руху поїзда з високими швидкостями поздовжні поштовхи і посмикування здебільшого виникають на ділянках поздовжнього профілю у вигляді «ями», «горба», «уступу», утворених як шкідливими (необхідність застосування гальм), так і нешкідливими ухилами.

При високих швидкостях руху елементи профілю і криві, що сполучають ці елементи, екіпаж проходить за частки секунди. У цих умовах, особливо при невеликих радіусах, виникають несправності завантаження і розвантаження ресорних комплектів, що викликає неприємний вплив на пасажирів.

На закордонних залізницях величину вертикальних прискорень $\alpha_{\text{в}}$ приймають у межах $0,1 \dots 0,5 \text{ м/с}^2$, що пов'язано з різною конструкцією і жорсткістю ресорного підвішування пасажирських вагонів. Накопичений досвід руху поїздів з високими швидкостями показав, що вертикальні прискорення вище $0,2 \text{ м/с}^2$ викликають неприємні відчуття у пасажирів, перевантаження і розвантаження ресорних комплектів, що може призводити до стомлення пасажирів.

Для визначення мінімально допустимого радіуса вертикальної кривої на переломах поздовжнього профілю значення вертикальних прискорень приймалися від $\alpha_{\text{в min}}$ до $\alpha_{\text{в max}}$, що відповідало різному самопочуттю пасажирів: відмінно, добре і задовільно. Максимальні значення $\alpha_{\text{в max}}$, що викликали незадовільне самопочуття, не розглядались.

Було також враховано, що комфортабельність поїздки для пасажирів тісно пов'язана з плавністю руху вагонів. Якщо вертикальну криву на переломі профілю не влаштовувати, то за рахунок нерівностей у вертикальній поздовжній площині порушується плавність ходу вагона. Граничні величини ухилів нерівностей для оцінки стану колії в профілі прийняті за даними проведених експериментів Всеросійським науково-дослідним інститутом залізничного транспорту.

Обстеження колії на окремих ділянках Придніпровської залізниці показало, що при гарному стані залізниці і довжинах нерівностей 25 м і більше зустрічаються ухили нерівностей до 1,5 ‰, а на ділянках задовільного стану колії – до 2,0 ‰ і більше. Радіуси вертикальних кривих змінюються від 7000 до 35000 метрів.

При реконструкції поздовжнього профілю на ділянках, де змінюється конфігурація профілю, слід віддавати перевагу профілю криволінійного обрису, запроектованого глобальною вертикальною кривою радіусом $R_{\text{в}}$ з плавною послідовною зміною крутості ухилів, при якому досягається найменший час руху і має місце більш низький рівень поздовжніх і вертикальних прискорень, що сприяє комфортабельній їзді.

Увеличение мощности и надежности железнодорожных вагонов

Кюре Г., SKF Австрия АБ, Маркетинг директор железнодорожного сегмента в Австрии
Сокуп М., SKF Лозиска АБ Руководитель центра компетенции железнодорожного сегмента
в Восточной Европе, Ближнем Востоке, Африке, Латинской Америке, Азиатско-

Тихоокеанском регионе

Бабка Я., SKF Лозиска АБ Главный инженер

The development of railway bogies is focused on strengthening and increasing reliability as well as safety. Application examples are sealed and pre-lubricated compact tapered roller bearing units (CTBU) for several applications in Ukraine and Russia. The latest developments are mechatronic solutions, which detect operational parameters such as speed, direction of rotation, vibration and train positioning.

Решения для грузовых вагонов Украины и России. Компания SKF разработала конструкцию специальных кассетных подшипников (CTBU) для грузовых вагонов в России и Украины. Специальная конструкция уплотнений сочетает в себе лабиринтное и манжетное уплотнение с обеих сторон, а также антифрейтинговое кольцо, разделяющее обойму подшипника и заднее кольцо. Также конструкция была доработана для адаптации к специальным требованиям российских операторов, такие как: плохое качество рельсов, максимальная скорость 120 км/час и экстремальные климатические условия, а именно температура до -60°C.

Российские грузовые вагоны модели 12-132-03, с осевой нагрузкой 23,5 т на ось, оборудованы CTBU 130 x 250 x 160 в специальном исполнении. Данные подшипники предназначены для работы в традиционной буксе. Также для нового поколения российских вагонов, с грузоподъемностью 25 т на ось, был спроектирован узел CTBU 150 x 250 x 160 с адаптером, обеспечивающий низкую стоимость эксплуатации в течение всего жизненного цикла, а также простоту обслуживания.

Применение CTBU – это смена технологий на российских железных дорогах с переходом от использования классического буксового узла с цилиндрическим роликовым подшипником к уплотненному коническому роликоподшипнику кассетного типа.

Новое решение позволяет операторам значительно уменьшить издержки за счет большего межремонтного интервала, а также снижения стоимости самого обслуживания, что, несомненно, увеличивает надежность и безопасность современных вагонов в целом.

Российский завод СКФ в г. Тверь изготавливает новое поколение уплотненных и смазанных на весь срок службы кассетных подшипников (CTBU) для Украины, России и других мировых потребителей. CTBU используется в грузовых, пассажирских и других типах железнодорожных вагонов.

Решения на базе платформы «Мехатроника». Новое решение SKF – Axletronic представляет собой устройство «черный ящик» для тележек железнодорожного вагона. Это устройство получает сигнал с датчиков скорости, вибрации и противоюзной системы расположенных в буксе. Интересен тот факт, что комплект датчиков может быть интегрирован внутри кассетного подшипника CTBU либо же представлять собой отдельный смонтированный узел в торцевой части буксы. Axletronic стандартизирован для работы с любой модификацией тормозов, где существует противоюзная система. Предлагаемая система настолько универсальна, что может быть применена как в новых разработках тележек, так и в модернизации существующих вагонов.

Все высокоскоростные итальянские поезда оснащены решением SKF Axletronic. Знаменитый поезд Pendolino, который используется большинством европейских операторов, также оснащен этим решением, впрочем, как и многие итальянские локомотивы и моторвагоны. Все больше и больше европейских, российских, китайских и американских постав-

щиків високошвидкісних поїздів, локомотивів і мотор-вагонів використовують сучасне і надійне рішення Axletronic.

Методика комплексної оптимізації магнітолевітуючих транспортних систем

Лашер А. Н., Дрезденський технічний університет, Німеччина

Уманов М. І., ДІІТ, Дніпропетровськ, Україна

Фрішман Е. М., Ієрусалімський технологічний коледж, Ізраїль

Пришєдько Е. Н., ІТСТ НАНУ, Дніпропетровськ, Україна

In this study, an analysis of the validity of the theory of complex optimization of transport by an example of maglev-systems is justified.

В даній роботі виконаний аналіз достовірності теорії комплексної оптимізації транспорту (ТКОТ) на прикладі магнітолевітуючих транспортних систем (МТС).

Висока капіталоємкість МТС і низька рентабельність інвестицій в їх будівництво суттєво обмежують можливості застосування таких систем в існуючій транспортній інфраструктурі. Тому в даній роботі обґрунтовується доцільність використання запропонованої одним з авторів ТКОТ для зменшення витрат МТС. Це дозволить підвищити їх шанси в конкуренції з традиційними видами транспорту на діючому ринку перевезень.

Основним оцінним критерієм при визначенні ефективності застосування МТС в порівнянні з традиційними видами транспорту є величина удільного перевізничного тарифу, отриманого з розрахунку окупності сумарних приведених витрат до нормативного строку окупності. Розрахунки виконувалися застосовно до чотирьох МТС: TRANSRAPID, MLX01, ТРАНСМАГ і ДІІТМАГ (останні – це українські МТС, при цьому перша на електродинамічному підвісі з надпровідними магнітами і лінійним синхронним приводом, розроблена в Інституті Трансмаг НАН України, а друга – це МТС на постійному магнітному підвісі з лінійним асинхронним коротко-статорним приводом, розробкою якої займався один з авторів в ДІІТе).

Для ТРАНСМАГ і ДІІТМАГ проводилися розрахунки за масивом вихідних даних, що характеризують сукупність віртуальних трас. Для ТРАНСМАГ довжини трас були взяті в діапазоні від 250 до 4500 км, а об'єми перевезень в діапазоні від 1 до 25 млн. пас. в рік. Для ДІІТМАГ розглядалися довжини трас від 0,3 до 15 км при керівному ухилі від 0 до 40 % і вантажопотоці від 0,1 до 0,9 млн. т/рік.

З метою вибору правильних підходів для проведення комплексної оптимізації МТС, спочатку була досліджена залежність їх витрат від максимальної швидкості поїзда і конфігурації його складу.

Результати моделювання показали, що при коротких відстанях між зупинками поїзд не може досягти максимальної технічної швидкості. Оскільки, розганяючись до можливої швидкості, поїзд одразу починає гальмувати, то підвищення його швидкості можна досягти тільки за рахунок збільшення прискорення розгону і гальмування екіпажів.

В цій зв'язі найбільш доцільно привести в відповідність задавану для розрахунків максимальну проектну швидкість поїзда з його реальною швидкістю розгону на ділянці між двома зупинками. Отже, оптимізація максимальної швидкості поїзда є важливим фактором підвищення ефективності МТС для трас регіонального зв'язування.

При розрахунку оптимального проїздного тарифу для поїздів MLX01, TRANSRAPID і ТРАНСМАГ була виявлена їх залежність від збільшення складу поїзда. Виходячи з цього, слід, що вибір оптимальної конфігурації поїзда суттєво впливає на ефективність МТС.

Таким образом, оптимизация параметров МТС позволяет существенно повысить их эффективность и тем самым способствовать более широкому внедрению магнитолевитирующих транспортных систем.

Функционирование гидрогасителей в зимнее время

Левит Г. М., Мамонтов С. В.,
ФГБОУ ВПО ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

Ice build-up under the jacket of hydraulic damper can cause unsafe situations when railway vehicles are passing narrow curves due to blocking of the suspension. Laboratory experiments allowed to determine the reason of ice build-up effect and to develop effective preventive means, such as rubber covers and snow guards.

На железных дорогах Украины и Российской Федерации в зимнее время при температурах ниже $-7-8^{\circ}\text{C}$ под металлическими кожухами гидрогасителей возникает льдообразование в виде нароста льда, существенно ограничивающего ход штока гасителя. Подкожуховое льдообразование в гидрогасителях создает аварийную ситуацию для рельсовых экипажей при прохождении кривых малого радиуса, поскольку блокирует рессорное подвешивание. Отсюда могут возникать повреждения продольных балок рам тележек у пассажирских вагонов, усугубляющими опасность движения в зимнее время. Для выявления причин опасного дефекта проведены экспериментальные исследования с проверкой полученных данных в эксплуатации. Установлено, что причиной возникновения ледяных наростов под металлическими кожухами гидрогасителей является напорное воздействие воздуха со снежными включениями при движении транспортного средства, что приводит к заполнению снегом подкожухового пространства гидрогасителя и образования там снеговой массы длиной до 90 мм, которая блокирует рессорное подвешивание. Вследствие этого возникает ударное воздействие на раму тележки, что может быть причиной образования трещин в продольных балках в зоне крепежных кронштейнов. С повышением скорости движения ударное воздействие существенно увеличивается, доходя до критических значений при наклоне кузова в кривых. В исследованиях было опровергнуто мнение о насосной причине подкожухового льдообразования, как не подтвердившееся. Опровергнута версия о полезности увеличения диаметального зазора между корпусом и кожухом гидрогасителей для продувки подкожухового пространства. Установлено, что чем больше зазор, тем быстрее идет процесс льдообразования и, наоборот, повышение сопротивления для проникновения снежных включений уменьшает интенсивность процесса поступления снежных масс под кожух. Установлена неэффективность воздушных «замков» против попадания снежных включений под кожух. Наилучшим средством против подкожухового льдообразования является замена металлических кожухов резиновыми сильфонами, полностью исключающими льдообразование. Это техническое решение воплощено в конструкции гидрогасителей типа УГ, которые широко используются на подвижном составе Украинской и Российской железных дорог. Возможна модернизация гасителей других типов путем замены металлического кожуха резиновым чехлом или установка снегоотбойных щитков на кронштейнах надрессорной балки. Щитки устраняют прямое воздействие воздушного потока со снегом, отсюда практически полностью исключается попадание снега и его накапливание под кожухом. Снегоотбойные щитки внедрены на пассажирских тележках типа ТВЗ-ЦНИИ, но предпочтительным все же является применение сильфонных уплотнений. У гасителей УГ отсутствует утечка рабочей жидкости, поскольку в основной модификации осуществлено двойное уплотнение – сильфонное и манжетное, что фактически исключает утечку рабочей жидкости, повышается надежность и экологичность. В докладе рекомендуется более широкое использование этих разработок для решения вопросов безопасной эксплуатации транспортных средств. Необходимо использовать теплый период для активного внедрения апробированных технических решений, чтобы

обеспечить безусловную безопасность движения вагонов и локомотивов в зимние периоды эксплуатации.

Особенности технического обслуживания и ремонта тележек грузовых вагонов моделей 18-9810, 18-9855, 18-9889, 18-9890

Лесничий В. С., ФГБОУ ВПО «ПГУПС»,
Сухих И. В., ОАО «НВЦ «Вагоны»,
Россия, Санкт-Петербург

The paper describes special features in the procedures of maintenance and repair of innovative freight bogies.

Тележки для грузовых вагонов моделей 18-9810, 18-9855, 18-9889, 18-9890 имеют существенные конструктивные отличия от массовой тележки модели 18-100. Для этих тележек ОАО «НВЦ «Вагоны» и ПГУПС разработаны проекты руководящих документов по эксплуатации и ремонту этих тележек, которые имеют ряд отличительных особенностей.

Данные модели тележек между собой имеют одинаковую конструктивную схему, сходство по основным техническим характеристикам, одинаковые сроки службы и межремонтные гарантийные пробеги, поэтому в целом руководство по эксплуатации и руководство по ремонту для каждой модели разрабатывались на общей основе.

В мероприятиях по техническому обслуживанию и ремонту отмечены следующие общие для представленных моделей тележек особенности.

1. При техническом обслуживании в эксплуатации и при поступлении в ремонт тележек для определения годности по степени износов рабочих поверхностей колпаков скользунов, фрикционных клиньев, адаптеров подшипниковых узлов колёсных пар используются расположенные на рабочих поверхностях специальные технологические заглубления, которые являются индикаторами годности детали. Индикаторы позволяют производить дефектацию деталей визуально без использования измерительных инструментов.

2. Для проведения операций дефектации перед ремонтом и проверки соответствия деталей после проведения ремонта с определением степени износа и ремонтпригодности подпятника, клинового кармана надрессорной балки и его износостойких элементов, буксового проёма боковой рамы, рессорного проёма боковой рамы с фрикционными планками, фрикционных клиньев, адаптеров подшипниковых узлов колёсных пар предложены специально разработанные шаблоны, которые позволяют без использования стандартных измерительных инструментов определять необходимость проведения наплавки на изношенных поверхностях, браковать детали тележки или заменять износостойкие элементы, определять правильность произведённых ремонтных операций.

3. В связи с конструктивными особенностями тележек в случаях определения необходимости осуществляется наплавка упорных и боковых поверхностей упоров буксового проёма, боковых поверхностей стоек рессорного проёма, упоров и внутренней упорной стенки клинового кармана.

4. При проведении плановых видов ремонта для правильно монтажа сваркой износостойких элементов клинового кармана применяется специально разработанная оснастка.

5. При установке кузова на тележки необходимо соблюдать определённую высоту скользунов. С этой целью для определения высоты скользунов применяется специально разработанный шаблон.

Работа по тележкам моделей 18-9889 и 18-9890 выполняется в рамках комплексного проекта «Разработка и создание высокотехнологичного производства инновационного грузового подвижного состава железных дорог», объявленного Министерством образования и науки Российской Федерации.

Аналіз впливу конструкцій перехідних ділянок на підходах до мостів на взаємодію рухомого складу й колії

Линник Г. О., Укрзалізниця, Курган А. М., НКТБ УЗ, Київ, Україна

The analysis of transitive sites on approaches to bridges is carried out. New constructional decisions of railways without ballast in borders of coastal support of railway bridges are offered.

Сучасні умови експлуатації залізниць України потребують підвищення експлуатаційної надійності залізничної колії, підвищення її стабільності на всій довжині залізниць, в тому числі і на ділянках переходу до мостів, а також стимулюють до зниження об'ємів робіт з поточного утримання колії.

Ділянки залізниць перед мостами, у межах берегових опор залізничних мостів є несприятливими зонами взаємодії рухомого складу і колії, так як на цих ділянках в процесі експлуатації утворюються нерівності, які є наслідком зміни конструкції та пружності колії. Проблема перехідних ділянок у межах берегових опор залізничних мостів виявилась настільки складною, що у даний час в багатьох країнах світу застосовують різні підходи до її вирішення.

Безбаластне мостове полотно на плитах БМП має високу стабільність положення елементів і тривалий термін використання, захищає від забруднення і корозії верхні пояси балок і зв'язки між ними, дає можливість замінити мостове полотно на дерев'яних поперечинах без піднімання або опускання колії на підходах до мосту, створює безпечний прохід мостом колісних пар у випадку сходу рухомого складу з рейок, є економічним за сумарною вартістю виготовлення, укладання та експлуатацією протягом усього терміну служби мосту в порівнянні з типовим мостовим полотном на дерев'яних поперечинах.

В той же час, верхня будова колії, земляне полотно на підходах до штучних споруд працює в складних умовах, і може бути причиною зниження надійності роботи залізничної колії та зменшення швидкості руху на цих ділянках.

На ділянках колії з геометричними нерівностями посилюється вплив рухомого складу на колію, що приводить до підвищених розладів конструкції верхньої будови колії, та викликає в багатьох випадках необхідність обмеження швидкостей руху, знижує пропускну спроможність залізниці, а також потребує додаткових витрат на роботи з виправлення колії.

У місцях переходу конструкції земляного полотна та верхньої будови звичайної колії, що має одну жорсткість, до іншої – на мосту, що має значну більшу жорсткість, виникають складні динамічні процеси, що впливають на стан як колії ділянок підходів, так і самих прогонових споруд. Характерною рисою безбаластової колії на штучній споруді є відсутність залишкових деформацій колії, в той же час осідання колії на підходах можуть досягати значних величин. Поточне утримання колії не може зупинити процес накопичення залишкових деформацій колії на баласті, воно лише ліквідує окремі відступи. Проте поблизу безбаластової колії нерівномірність залишкових деформацій конструктивно обумовлена, але існуючі заходи поточного утримання, що застосовуються для підтримання колії в технічно справному стані, виявляються недостатніми для забезпечення однакової пружності колії на цих ділянках. В результаті чого в зоні переходу до безбаластової колії взаємодія рухомого складу і колії при проході через нерівність набуває ударного характеру через різку зміну величини пружної деформації рейки під вертикальним навантаженням. Така взаємодія поступово призводить до розладу підрейкової основи на баластній колії і до пошкодження самої штучної споруди. Ці явища знижують ефективність застосування безбаластових конструкцій колії.

Можливі способи вирішення вище зазначеної проблеми викладено в розробках НКТБ ЦП УЗ. Запропоновано декілька варіантів конструкції безбаластної колії на залізобетонних плитах БМП у межах берегових опор металевих залізничних мостів.

Вплив технічного стану ковзунів на динамічні показники вантажних вагонів

Луханін М. І., Мямлін С. В., Недужа Л. О., Швець А. О.,
ДІТ, Дніпропетровськ, Україна

The report is focused on investigation of the influence of various factors of freight cars' running gears technical state on their basic dynamic performance. As a result of research, dependences of basic dynamic performance of freight cars from the bearer parameters depending on the speed, and results of theoretical studies have been obtained. These results allow to objectively evaluate the impact of the technical condition of cars running parts in the part of bearer parameters on the traffic safety factor.

Залізничний транспорт України відіграє важливу роль у соціально-економічному житті нашої держави та здійснює великий обсяг перевізної роботи (його питома вага в загальному вантажообігу складає біля 85% – українські залізниці займають четверте місце в Європі та шосте місце в світі за обсягами перевезимих вантажів, а в пасажирообігу – 45%).

На сучасному етапі саме життя ставить перед залізничною галуззю стратегічні задачі, основні серед яких:

- розвиток швидкісного руху поїздів;
- розробка нового рухомого складу і модернізація експлуатуемого парку;
- удосконалення технології залізничних перевезень та підвищення їх якості (напрямку залежить від надійності та експлуатаційних якостей рухомого складу) та інші.

Очевидно, що ці та інші задачі можливо реалізувати тільки на основі удосконалених технічних рішень та виконання наукових досліджень. Актуальною є задача встановлення допустимих швидкостей руху.

Дана доповідь присвячена одному з аспектів підвищення ефективності вантажних перевезень, а саме дослідженню впливу різних факторів технічного стану ходових частин вантажних вагонів (які неминуче виникають при їх експлуатації) на їх основні динамічні показники. Серед них важливу роль відіграє і відхилення від нормального стану клинної системи ресорного підвішування візка.

Теоретичні дослідження проводилися при русі вантажного вагона в порожньому і завантаженому стані з візками ЦНІІ-ХЗ (18-100) в прямих та кривих ділянках колії різних радіусів з установленими швидкостями руху.

Дослідження проводилися методом математичного моделювання динамічної навантаженості вантажного вагону з використанням програмного комплексу «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL»).

В результаті досліджень отримано залежності основних динамічних показників вантажного вагону від параметрів ковзунів в залежності від швидкості руху.

Таким чином, отримані результати теоретичних досліджень дозволяють об'єктивно оцінити вплив технічного стану ходових частин вагонів в частині параметрів ковзунів на показники безпеки руху.

Вихретоковый контроль узлов подвижного состава в условиях эксплуатации

¹ Луценко Г. Г., ² Учанин В. Н., ¹ Мищенко В. П., ¹ Никоненко А. Н.,

¹ Украинский научно-исследовательский институт неразрушающего контроля, Киев,

² Физико-механический институт им. Г.В. Карпенко НАН Украины, Львов

Eddy current in-service inspection of railway rolling stock casting components is stipulated by some regulatory documents of Russia and Ukraine. To work out the presented problem selective eddy current probes with VD 3-81 and EDDYCON (VD 3-81) eddy current flaw detector in combination with differential summation signal response processing algorithms were proposed. Presented results show the possibility for rough surface casting inspection by eddy current method.

Вихретоковый контроль литых деталей подвижного состава предусмотрен рядом нормативных документов России и Украины, которые предусматривают контроль деталей следующих узлов:

- колесной пары и буксового узла;
- тележки грузовых, рефрижераторных и пассажирских вагонов;
- устройства тормозной передачи;
- автосцепного устройства.

Указанные документы предусматривают применение вихретоковых дефектоскопов ВД-12 НФМ, ВД-12НФ, ВД-15НФ, ВД 113 и ВД 213. Практика показала, что применение указанных приборов обеспечивает только контроль узлов колесной пары. Задача выявления дефектов в узлах, выполненных методом литья, с помощью указанных приборов практически не решается. Анализ показал, что основными причинами являются большой уровень шумов, обусловленный шероховатостью контролируемой поверхности и низкочастотный «тренд» сигнала, обусловленный, недостаточной отстройкой от изменений зазора при сканировании контролируемой поверхности.

Для решения задачи нами было предложено применить более эффективные технологии контроля, основанные на мультидифференциальных вихретоковых преобразователях (ВТП) и современных вихретоковых дефектоскопах типа ВД 3-71 и ЭДДИКОН (ВД 3-81). Возможность применения вихретокового контроля деталей с грубо обработанной поверхностью показана на примере контроля боковой рамы тележки подвижного состава и надрессорной балки. Указанные узлы изготавливаются из стали марки 20ГЛ методом литья в землю. После нормализации материал имеет феррит-перлитную мелкозернистую структуру. Шероховатость поверхности соответствует R_z 320. Обнаруженные литейные дефекты подлежат разделке с последующим исправлением сваркой. На отобранных фрагментах литых деталей имеются типичные для литой поверхности спайки (углубления с закругленными краями), газовые шероховатости, обусловленные ростом газовых раковин на границе с формой и выпуклая сетка следов от формы.

Сравнительные исследования ВТП показали, что наилучшие результаты показал ВТП типа МДФ 1201. Используемый в ранее разработанных приборах ВТП типа ПН10-ТД показал очень низкую чувствительность и в дальнейшем не рассматривался. Кроме того, для подавления плавных изменений сигнала предложена дифференциальная обработка сигнала в процессе сканирования контролируемой поверхности.

Проведенные исследования позволили усовершенствовать технологию вихретоковой дефектоскопии литых деталей и, в частности, использовать их для эффективного контроля литых деталей подвижного состава железнодорожного транспорта.

Витрати на поточне утримання колії на ділянках гальмування

Малишев Ю. В., Чернишова О. С., Дзюба С. Ю.,
ДИИТ, Днепропетровск. Украина

Presented research on changes in the cost of routine maintenance of road in the areas of inhibition. The results obtained are encouraged to use in assessing the economic efficiency of removal of speed limits of trains.

У останні роки вчені України та країн СНД приділяють увагу проблемі впливу обмежень швидкості руху поїздів на процес перевезень та втрати залізниць від їх дії. Аналіз проведених досліджень дозволив дійти висновку, що обмеження швидкості не лише призводять до зростання часу руху, але й у деяких випадках до підвищеного споживання паливно-енергетичних ресурсів. Розглядалися також питання щодо зростання витрат матеріалів при поточному утриманні залізничної колії на ділянках з простроченими ремонтами (такими як модернізація та капітальний ремонт). Авторами попередніх досліджень запропоновано математичні моделі, що дозволяють прогнозувати зростання витрат на поточне утримання на прострочених кілометрах, на яких встановлені обмеження швидкості. Отримані математичні моделі включено до методики оцінки втрат залізниці від дії обмежень швидкості руху.

Оскільки фінансування на усунення обмежень швидкості, як і раніше, залишається недостатніми то подальші дослідження цієї проблеми є актуальними. Проведений аналіз показав, що у попередніх роботах не розглянуто питання зростання витрат на поточне утримання на ділянках гальмування безпосередньо перед обмеженням швидкості.

На ділянках, де застосовується режим гальмування, значно збільшується робота сил опору руху поїзда (у 2...5 разів), що призводить до збільшення витрат на поточне утримання колії за рахунок посиленого зносу рейок та більш інтенсивного засмічення баластного шару та прискорює процес накопичення залишкових деформацій в колії. Все це викликає збільшення витрат матеріалів на поточне утримання колії, а також витрат праці на зазначених ділянках.

На залізницях України витрати матеріалів при поточному утриманні залізничної колії регламентуються інструкцією ЦП-0123 «Середні нормами витрат матеріалів і виробів на поточне утримання та ремонт колії й інших пристроїв колійного господарства залізниць України». Зазначена інструкція передбачає розподілення матеріалів залежно від конструкції верхньої будови колії (ланкова або безстикова) й не враховує такі важливі показники як: вантажонапруженість, пропущений тоннаж, план лінії, а також невідомо чи є плановірність у розподіленні матеріалів між гальмівними та негальмівними ділянками.

З метою встановлення залежності між режимом ведення поїзда та витратами на поточне утримання колії було проведено дослідження в умовах Придніпровської та Львівської залізниць. Під час дослідження було опрацьовано статистичну інформацію щодо фактичних витрат матеріалів на гальмівних та негальмівних ділянках. Застосування регресійного аналізу дозволило відновити структури моделей та встановити аналітичні залежності, що дозволяють прогнозувати витрати на поточне утримання на ділянках гальмування. Отримані результати можна включити у якості однієї зі складових до загальної методики оцінки економічної ефективності від усунення обмежень швидкості руху поїздів, що дозволить отримувати більш точний результат та приймати раціональні рішення.

К вопросу о моделировании процессов износа железнодорожных колес и рельсов

Манашкин Л. А., Университет Нью Джерси, США,
Мямлиин С. В., ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Существующие наиболее распространенные модели колебаний железнодорожных экипажей плохо приспособлены к решению задач, связанных с износом железнодорожных колес и рельсов и формированием сил тяги и торможения. В этих моделях подробно описываются движения кузовов экипажей и тележек, возмущенных кинематически заданием неровностей колеса или рельса или заданием ускорений центра колеса. Такие модели позволяют рассмотреть низкочастотную часть спектра колебаний на достаточно длинном участке пути и влияние конструктивных параметров тележек на колебания кузова вагона. При этом остаются вне рассмотрения высокочастотные составляющие спектра колебаний колес и рельсов. Нужно отдать должное, что эти вопросы находят свое отражение при изучении возникающих при движении экипажа шумов, но не износов этих важных элементов системы. В этих случаях, нам кажется, было бы правильнее описывать подробно колебания системы «колесная пара – рельсы», порождаемые их неидеальностями при заданных в точки центров колес сравнительно низкочастотных динамических сил, действующих на систему «колесная пара – рельсы» со стороны элементов тележки и вследствие колебаний тележки и кузова экипажа.

В данной работе движение колесной пары в целом представлено как пространственное следующим образом:

1. Поступательное движение ободов колес относительно ступицы колеса.
2. Пространственное поступательное движение оси колесной пары вместе со ступицами колес и буксами.
3. Вращательное движение колесной пары в целом относительно вертикальной, и продольной осей.
4. Вращательные (включая кручение) движения колес, объединенных с половинной оси колесной пары, относительно ее оси.
5. Приведенные массы пути, определяющие инерцию пути при его высокочастотном взаимодействии с колесами.

Параметры соединения двух частей колесной пары при их вращении вокруг ее оси могут определяться как параметры кручения оси колесной пары и изменяться со временем в зависимости от краевых условий кручения. Эти условия определяются проскальзываниями колес относительно рельсов. Если только одно колесо находится в состоянии сцепления с рельсом, то параметры соответствуют форме кручения колесной пары при защемленном правом или левом колесе и свободном противоположном колесе. Если оба колеса проскальзывают, то параметры выбираются исходя из формы кручения с двумя свободными колесами. Если проскальзывание отсутствует на обоих колесах, то параметры выбираются исходя из формы кручения при двух защемленных колесах. Чтобы при интегрировании дифференциальных уравнений движения исключить разрывы значений обобщенных сил в моменты изменения параметров кручения колесной пары, обобщенные силы вычисляются на каждом шаге времени численного интегрирования путем добавления их приращения на данном шаге к величине силы на предыдущем шаге.

Таким образом, предлагается усовершенствованная математическая модель движения колесной пары грузового вагона, которая позволяет исследовать процессы износа колес и рельсов.

Дослідження факторів, що впливають на момент опору тертя буксових підшипників

Мартинов І. Е., Юдін В. О.,
УкрДАЗТ, Харків, Україна

The paper examines the results of comparative traction-power tests of cars, equipped with different types of roller bearings units.

На сучасному ринку транспортних послуг спостерігається зростання попиту на вантажоперевезення сировини і продукції важкої промисловості. Тому перед транспортними компаніями ставиться завдання підвищити ефективність вантажних перевезень. Існують два шляхи вирішення даного завдання: інтенсивний і екстенсивний. При цьому перший – це модернізація існуючого рухомого складу і використання вагонів з поліпшеними техніко-економічними характеристиками, а другий – кількісне збільшення морально застарілого рухомого складу.

На поїзд при русі діють не тільки сили інерції, зумовлені власною масою поїзда, але і зовнішні сили, такі як вітрове навантаження, опір в кривих ділянках, а також на підйомах і спусках, при цьому дані сили є змінними і регульованими. Але є такі сили, які діють на поїзд протягом всього шляху прямуювання, вони виникають безпосередньо в буксових вузлах і називаються питомим опором, зменшення якого знижує витрати на тягу. З метою порівняння показників опору руху на вагонах, обладнаних різними типами підшипників були проведені порівняльні експлуатаційні тягово-енергетичні випробування що проводилися на ділянці Ароматна – Таврійськ Придніпровської залізниці. У випробуваннях брали участь напіввагони із візками моделі 18-100 (без модернізації), напіввагони з візками, що пройшли комплексну модернізацію за проектом С03.04 (із типовими циліндричними підшипниками), а також напіввагони з візками, обладнаними дворядними підшипниками касетного типу TBU різних виробників.

Під час випробувань за допомогою динамометричного вагону Придніпровської залізниці вимірювалися параметри, що характеризують режим руху поїзда. За вихідні дані бралися витрати електричної енергії у локомотиві у режимі тяги, а також темпи втрат швидкості у русі в режимі вибігу.

За результатами поїздок визначалися характеристики питомого опору в буксах.

Результати випробувань свідчать, що серед вагонів, обладнаних касетними конічними підшипниками, найкращі результати показали вагони, обладнані підшипниками SKF. У порівнянні з вагонами, обладнаними підшипниками Бренко, у вагонів, обладнаних підшипниками SKF, питома витрата електроенергії в режимі тяги на прямих ділянках колії для навантаженого режиму був меншим на 7,7%, в порожньому режимі відповідно на 19,82%. У той же час в режимі тяги в кривих ділянках колії для навантаженого режиму перевагу мали підшипники Бренко (питома витрата електроенергії менше на 11%), а в порожньому режимі питома витрата електроенергії знову був кращим у підшипників SKF на 8,1%.

На величину витрати енергоресурсів сильний вплив мають зовнішні фактори: тип і технічний стан локомотива, а також характер ведення поїзда (людський фактор).

Модель циклической деградации материала в расчетах долговечности тонкостенных оболочек

Миронов В. И., Емельянов И. Г., Якушев А. В.,
ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

In article for calculation of durability of a thin-walled design of the car-tank the one-dimensional nonlinear model of cyclic degradation of a material is used. The forecast of durability of the car-tank on a linear and nonlinear hypothesis is given.

Феноменологический подход к проблеме усталостной прочности материалов и конструкций опирается на результаты механических испытаний на растяжение с построением полных диаграмм деформирования малых однократных образцов, предварительно подвергнутых циклической тренировке. Разупрочнение, как новое свойство структурно неоднородного материала, исследованное на статистических моделях и установленное в испытаниях образцов, приписывается материалу. В ходе циклического нагружения идет движение дислокаций к границам структурных элементов материала, снижая его диссипативные свойства. Интегрально это проявляется в изменении с ростом наработки параметров падающей ветви диаграммы растяжения, отражающей стадию разупрочнения. Предлагается, идентифицируя усталостный процесс в вагонных сталях со снижением пластических и прочностных свойств, использовать соответствующие опытные кривые в качестве кинетических уравнений циклической деградации материала.

В деформационном подходе контролирующим параметром усталостного процесса, определяющим текущее циклическое состояние материала, служит располагаемая пластичность, определяемая длиной полной диаграммы. Кинетическое уравнение в виде аппроксимирующей кривой опытных данных дает в этом случае физически согласованное представление об усталости металла, как переходе пластичного материала в хрупкое состояние. В силовом подходе процесс контролируется временным сопротивлением и для вагонных сталей при стационарном нагружении выбирается близкая к квадратичной степенная аппроксимирующая зависимость.

В случае нестационарной нагрузки эквивалентность двух циклических состояний материала при разной истории нагружения устанавливается равенством контролирующего параметра. Смена уровня максимального напряжения цикла трактуется как переход с одной кинетической кривой на другую, принадлежащую в области многоциклового усталости тому же семейству. Данные представления приводят к зависимости повреждающего действия цикла напряжений от места в общем спектре, то есть от истории нагружения. Для замыкания одномерной модели пересечение кинетической и усталостной кривых определяет критерий усталостного разрушения материала.

Вопросы обобщения подхода на не одноосное напряженное состояние, явного разделения свойств поверхностного слоя детали и основного металла, и другие находятся в стадии разработки и экспериментальной проверки. Определенное основание для применения одномерной нелинейной (в смысле Пальмгрена-Майнера) модели для расчета оболочек дают испытания тонкостенных трубок на двухосное циклическое растяжение. Второе главное напряжение не оказывало влияния на долговечность, если не превышало 80% от первого главного напряжения.

Расчеты оболочек показывают, что во многих случаях это условие выполняется. В том числе для оболочечной конструкции вагона-цистерны и барабана шахтной подъемной машины. Расчеты долговечности данных конструкций по предлагаемой методике дали удовлетворительные результаты в плане совпадения прогнозов с данными эксплуатации.

Континуальное описание усталостного процесса в сталях вагонов

Миронов В. И., Якушев А. В.,
ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The results of tests which contain the cyclic degradation of full chart of warping some steels with increase the cyclic training are showing. The fatigue's process into the special steels of railcars identify with a degradation of the static chart.

Разработка новых единиц подвижного состава с улучшенными эксплуатационными показателями и повышение эффективности использования вагонов, как правило, связаны с заменой или выбором марок сталей. Проектирование изделий железнодорожного транспорта на ограниченный срок эксплуатации с учетом допускаемой поврежденности, но при достаточной надежности, требует оценки сопротивления стали разрушению.

Физические исследования позволяют выявить механизмы и закономерности формирования тех или иных свойств сталей вагонов, наметить пути достижения их необходимого уровня и тем самым позволяют управлять прочностью и ресурсом несущих элементов грузовых вагонов. Как правило, это высоко затратные испытания, так как требуют привлечения сложных стендов, аппаратуры и высокой квалификации испытателей. В условиях заводской лаборатории, для оценки служебных свойств сталей, как правило, проводят механические испытания на образцах или макетах натурных узлов.

Наиболее полное и логически завершенное представление о сопротивлении стали деформированию дают испытания образцов с построением полных диаграмм с падающей до нуля ветвью. Испытания специальных образцов в жестком нагружающем устройстве позволяют оценить прочность, пластичность, трещиностойкость и энергоемкость стали по соответствующим параметрам полной диаграммы деформирования (ПДД). Высоко локализованное явление разрушения изучается на малых однократных образцах. Показано, что длина диаграммы и угол наклона падающей ветви, определяющие соответственно запас пластичности и трещиностойкость стали, могут служить представительными параметрами ее качества.

Прогноз усталостных свойств литых вагонных сталей по полным статическим диаграммам базируется на опытах по деградации параметров ПДД с ростом предварительной наработки. Результаты испытаний дают новое макроскопическое представление об усталостном процессе, как переходе пластичного материала в хрупкое состояние. Такая механическая трактовка согласуется с физическими представлениями о природе явления усталости металлов и, кроме того, позволяет записать кинетические уравнения процесса в категориях напряжений и деформаций. Последнее обстоятельство имеет важное значение для разработки новой модели многоциклового усталости с учетом циклической деградации стали. Форма кинетических уравнений не навязывается априорно, а подбирается из условия лучшей аппроксимации экспериментальных данных.

Основополагающая идея континуального подхода о взаимосвязи статических и циклических свойств стали находит свое воплощение в постановке базового эксперимента, выделении представительного параметра усталостного процесса и установлении критериев усталостной прочности, в кинетических уравнениях процесса и модели циклической деградации стали, в постановке и методологии решения краевых задач.

Перспективы использования ПДД для описания деградационных процессов связаны с исследованием комплексного влияния на ресурс деталей вагонов различных эксплуатационных факторов. Это позволит с единых методологических позиций подойти к оценке ресурса несущих элементов вагонов, работающих в разных эксплуатационных условиях.

Система виявлення несправностей ходових частин рухомого складу

Мостович А. В., Коломієць О. П., Петренко В. О., Бідун О. М.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

The report discusses identification system malfunctions running parts of rolling stock. Provided a general description of hardware and software with descriptions of principles of statistical sampling.

Своєчасне виявлення несправностей ходових частин рухомого складу є важливою складовою забезпечення безпеки руху поїздів. З метою зменшення часового періоду від появи дефекту до його виявлення необхідно масове впровадження програмно-апаратних комплексів, що забезпечують поточне технічне діагностування стану ходових частин в умовах експлуатації.

Система виявлення несправностей ходових частин рухомого складу, яку розроблено в ДНДЦ УЗ, заснована на здійсненні безперервного контролю та ідентифікації одиниць рухомого складу з понаднормативною динамічною дією на колію.

Апаратна частина комплексу побудована на базі платформи National Instruments CompactRIO, яка дозволяє вирішувати широкий спектр завдань, пов'язаних з контролем технічного стану ходових частин одиниць рухомого складу у складі поїздів. Система виконує збір, збереження, візуалізацію та обробку інформаційних сигналів від датчиків віброприскорень типу ADXL278-70 (Analog Devices, 70g) та тензорезисторів типу КФ5П1-10-200А12. CompactRIO включає в себе контролер з встановленою операційною системою реального часу PharLab, шасі і модулі введення-виведення. Шасі несе на собі ядро ПЛІС, яке безпосередньо з'єднується з універсальними та спеціалізованими модулями введення-виведення, що мають вбудовані засоби погодження й обробки інформаційних сигналів.

Програмне забезпечення розроблено за схемою, яка умовно розподіляє його на чотири рівні: віртуальний інструмент (VI) FPGA на ПЛІС, що не має власної ОС, RT VI на контролері з ОС реального часу, віртуальний прилад (VI) на керуючому ПК із ОС Windows та підсистема статистичної обробки результатів вимірювань на ПК зі спеціалізованим інформаційним програмним забезпеченням, що відображає інформацію про склад та параметри поїзда.

Підсистему статистичної обробки результатів вимірювань дії на колію ходових частин, яку розроблено в програмному комплексі LabVIEW, побудовано на основі визначення понаднормативного рівня дії колеса на рейку, що можна розглядати як аномальне значення нормально-розподіленої вибірки. Ці дані визначаються за допомогою таких статистичних критеріїв як критерій Шовене та 3σ . Для кращої достовірності результатів роботи комплексу використовується поєднання даних статистичних критеріїв за допомогою логічної кон'юнкції. Такий підхід надає можливість використовувати цей програмно-апаратний комплекс без апіорної інформації про рівень завантаженості рухомого складу та дозволяє відмовитися від нормування вимірювального каналу перед кожним наступним дослідом. При аналізі кожної вибірки отриманих значень з датчиків висувається гіпотеза, що пікові значення рівня віброприскорення в точках кріплення акселерометрів, які відповідають миттєвому значенню, отриманому в момент проходження колеса над відповідним датчиком, знаходяться в рамках нормального закону розподілу і задовольняють умовам статистичних критеріїв.

Розроблений в ДНДЦ УЗ підлоговий програмно-апаратний комплекс забезпечує можливість виявлення несправностей ходових частин рухомого складу, що пройшли вимірювальну ділянку, з ідентифікацією вагона й оперативною передачею інформації на найближчу за ходом поїзда станцію для виконання технічного діагностування.

Разработка новых подходов к проведению стандартных испытаний на осевое сжатие образцов из хрупких материалов

Мунгин А. А.,
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

This article illustrates the need of corrections of modern methods for determining the strength characteristics of brittle materials under axial compression, because at the time of the test in the specimen is realized three-dimensional stress state, rather than a linear. In this regard, the author suggests the idea of creating a universal form of the specimen, under tests of which conditions of contact with the supporting plates of the press would have no effects on its capacity.

На сегодняшний день существуют различные методики, которые определяют проведение испытаний для всех строительных материалов. История их развития и совершенствования насчитывает не одно десятилетие и, казалось бы, достоверность применяемых методов и приемов не вызывает сомнений. Но, касательно методики определения прочностных характеристик хрупких материалов при сжатии, это не совсем так.

Стандартное испытание на осевое сжатие подразумевает реализацию линейного напряженного состояния, и только в этом случае полученная характеристика будет считаться истинной. На практике же образец испытывает объемное напряженное состояние, что подтверждается характером и формой разрушения. Тем самым величина, получаемая в результате такого испытания, является завышенной относительно истинной прочности на 20 % и более.

На кафедре «Прочность материалов и конструкций» ПГУПС под руководством профессора Васильева В. З. в последнее время ведутся работы в данной области. Практические эксперименты подкреплены теоретическими выкладками и решениями. Серия испытаний по определению влияния условий контакта цилиндрического образца на его грузоподъемность проведена Кириленко С. С. Аналитически Гусевым Д. В. решена осесимметричная задача о деформации сплошного короткого цилиндра.

В настоящее время основным направлением является разработка универсальной формы образца, при испытаниях которого условия контакта никоим образом не влияли бы на определяемую прочностную характеристику материала. В данной работе представлены результаты по испытаниям образцов кубической формы с различным отношением высоты к поперечному размеру, приведены полученные зависимости. Показана необходимость решения пространственной задачи о деформировании кубика.

Дослідження зносостійкості коліс різних марок сталей

Мурадян Л. А., Анофрієв В. Г.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Investigation of wear resistance of various marks of steel wheels.

Ресурс суцільнокатаного колеса визначається багатьма показниками його службових характеристик (хімічним складом сталі, рівнем властивостей міцності та в'язкості, напруженим станом, тепловим впливом на контактуючу поверхню, зносом, контактним руйнуванням від втоми та ін.). Однак найважливішою технічною та економічною складовою є зносостійкість контактуючої поверхні кочення.

З метою збільшення міжремонтного пробігу та терміну служби суцільнокатаних коліс на ВАТ «Нижньодніпровський трубопрокатний завод» освоєно випуск суцільнокатаних коліс зі сталі з підвищеною твердістю.

Співробітниками ГНДЛ Вагони ДПТ у у рамках дослідження зносостійкості коліс різних марок сталей (колеса з підвищеною твердістю – КПТ, та марки сталі 2 – КП2) були зібрані на базі трьох вагонних депо УЗ статистичні та оброблені дані о колесах, по наступних ознаках:

- наявність і кількість повзунів на колесах,
- глибина повзунів на колесах,
- розміри вищербин,
- пробіг вагонів до деповського ремонту,
- товщина гребенів коліс.

За результатами досліджень зроблений порівняльний аналіз виникнення дефектів залежно від року виготовлення коліс та від марок сталей у вигляді таблиць і гістограм та сформовані наступні висновки:

- взагалі повзунів на колесах марки КПТ більше на 8,64%, ніж на колесах марки КП2;
- найчастіше на поверхні кочення коліс обох марок зустрічаються одночасно й повзуни й вищербини. Це спостерігається у 42,32% коліс марки КП2 і у 76,37% коліс марки КПТ.
- середня глибина повзунів на колесах марки КП2 дорівнює 1,07 мм і на колесах марки КПТ - 1,45 мм.
- відносна кількість повзунів глибиною до 1 мм включно на колесах марки КП2 (19,3%) значно більше, ніж на колесах марки КПТ (7,5%). Це можна пояснити більшою низьким опором зносу менш твердих коліс марки КП2 при нагріванні коліс у місці повзуна не вище рекристалізації,
- після пробігу 91,8 тис. км інтенсивність зносу коліс підвищеної твердості не перевищила 0,25 мм на 10 тис. км пробігу, що є кращим показником у порівнянні з колесами серійної міцності, у яких інтенсивність зносу при аналогічному пробігу дорівнює 0,34 мм на 10 тис.км, тобто зменшення експлуатаційного зносу коліс з підвищеною твердістю при інших рівних умовах склало 36%.

Дослідження експлуатаційних властивостей накладок для дискових гальм пасажирських вагонів виробництва ПАТ «Трібо»

Мурадян Л. А., Бабаєв А. М., Сорокалет А. В.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Research performance properties lining disc brakes for passenger cars.

Робота посвячена експлуатаційним випробуванням гальмівних накладок вітчизняного виробництва ПАТ «Трібо» для дискових гальм пасажирських вагонів.

Для проведення експлуатаційних випробувань у складі поїзда, що курсує за маршрутом Київ-Сімферополь, були обладнані три вагони дослідними накладками виробництва ПАТ «Трібо». Середня швидкість даного поїзда на шляху прямування склала 100...120 км/год. З цього ж маршруту у якості еталона був вибраний один вагон з накладками Vesorit.

Аналізуючи результати лінійних та вагових вимірювань гальмових накладок виробництва ПАТ «Трібо» та Vesorit відзначено:

- 1) інтенсивність лінійного зносу накладок Vesorit більше, ніж інтенсивність зносу накладок Трібо у 2...3 рази;
- 2) в результаті зносу маса дослідних накладок Трібо зменшується також у 2...3 рази меншою інтенсивністю, ніж маса еталонних накладок Vesorit;
- 3) підтверджено, що з підвищенням температури навколишнього середовища збільшується інтенсивність зносу накладок обох типів;

4) в цілому, гальмівні диски зношуються при накладках Трібо на 25,9 % більш, ніж диски при накладках Весоріт.

5. На підставі результатів випробувань розрахунковий ресурс гальмівних накладок обох типів прогнозується на рівні:

– Трібо – 1596 тис.км;

– Весоріт – 738 тис.км.

6. Поверхня дисків з накладками ПАТ «Трібо» має більш світлий відтінок та більш гладку поверхню, а з накладками Весоріт – колір більш темний з дещо вираженими кільцями на поверхні, що наводить на припущення про наявність більш високої температури під час експлуатації накладок Весоріт.

По результатах експлуатаційних випробувань рекомендовано гальмові накладки Трібо, дет. 102BP із прес-матеріалу шифру TR001/1 до експлуатації на пасажирському рухомому складі.

Исследование показателей надежности в эксплуатации новой вагонной техники

Мурадян Л. А., Мищенко А. А., Бруякин В. К.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Investigation of operational properties of samples of the new wagon vehicles

Одной из самых важных задач, которые предъявляются к подвижному составу железных дорог – повышение надежности, увеличение ресурса узлов и деталей.

Надежность контролируется на всех этапах создания новых образцов техники, в том числе и во время эксплуатационных испытаний, при которых накапливаются статистические данные об их износах, отказах и повреждениях. На основании собранных данных выполняются необходимые расчеты, которые позволяют построить прогнозы ресурса исследуемых образцов. С этой целью на УЗ сформированы опытные маршруты сообщением Роковатая – Ужгород – Кошице – Роковатая с длиной одного рейса 2700 км. Работа вагонов в составе маршрута предусматривает загрузку их рудой при помощи экскаваторов или погрузочных бункеров на железорудных комбинатах Криворожья и разгрузку на роторных вагоноопрокидывателях Словакии (на металлургическом комбинате Кошице). Коэффициент порожнего пробега при этом составляет 0,5.

За более чем 40 лет существования опытных маршрутов были выполнены многочисленные исследования эксплуатационной надежности различных образцов вагонной техники. Так недавно завершены сравнительные испытания тормозных колодок производства ПАО «Трибо» (г. Белая Церковь) и производства фирмы RFPS (США), что позволило сделать выводы о целесообразности применения отечественных колодок на украинских вагонах.

В настоящее время продолжается опытная эксплуатация вагонов нового поколения 12-7023-01 на тележках 18-7020 производства ОАО «КВСЗ». Результаты первой части испытаний были использованы при решении о серийном производстве данных вагонов (в прошлом году вагонам был выполнен 1-ый депоксовый ремонт после постройки), а вторая часть – связана с исследованием надежности последепоксового периода эксплуатации вагонов нового поколения.

Кроме того, в настоящий момент в опытных маршрутах испытываются новые втулки в шарнирах рычажной передачи; шейки осей, восстановленные плазменно-дуговой наплавкой; литые колеса производства США; фрикционные клинья, восстановленные по новой технологии; тележки модели 18-100, модернизированные по технологии «А.Стаки».

Теоретические исследования динамики межрегионального двухсистемного электропоезда производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод»

Мямлин С. В.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Создание новых конструкций подвижного состава железных дорог, как правило, сопровождается выполнением целого ряда как нормативных, так и исследовательских расчетов и последующих испытаний. Определение характеристик создаваемых конструкций на стадии проектирования и разработки, опытных образцов органично дополняется теоретическими исследованиями по выбору рациональных параметров основных механических систем. Целью данного исследования является теоретическое определение динамических показателей головного и промежуточного вагонов межрегионального двухсистемного электропоезда производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» во всем диапазоне эксплуатационных скоростей движения.

Оценка динамических показателей выполнялась путем моделирования движения головного и промежуточного вагонов по прямолинейному участку пути, а так же по криволинейным участкам среднего радиуса (600 м) и малого радиуса (300 м). При моделировании использовалась компьютерная программа «DYNRAIL», разработанная в ДИИТе. Так как головной вагон электропоезда, по конструкции, близок к локомотиву, то выполнять расчеты его динамических показателей нужно с учетом допустимых величин принятых для электровоза. Промежуточный вагон электропоезда является пассажирским вагоном, поэтому при выполнении расчетов для оценки его динамических показателей необходимо использовать допустимые величины динамических показателей пассажирских вагонов.

В качестве возмущений использованы геометрические неровности рельсовых нитей, полученные согласно рекомендациям, изложенным в документе «Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов». Очевидно, что для промежуточного вагона использовались неровности пассажирского, а для головного вагона – грузового вагонов. Если сравнивать с «привычным» состоянием пути, то это путь с оценкой «отлично» и «хорошо».

На основании данных о конструктивных особенностях вагонов электропоезда, построены пространственные модели головного и промежуточного вагонов.

Для оценки динамических показателей, выполнены расчеты, моделирующие движение полученных пространственных моделей головного и промежуточного вагона электропоезда, а так же объектов-эталонов по прямолинейному участку пути и по кривым среднего и малого радиусов. Динамические показатели головного вагона сравнивались с объектом-эталонном – электровозом ДС-3, в качестве объекта-эталона для промежуточного вагона выбран пассажирский вагон модели 68-779 на тележках КВЗ-ЦНИИ.

Кроме основных динамических показателей, определялись еще два: показатель износа колес на круге катания (Пк) и показатель износа колес на гребне (Пг). Величины этих показателей, хоть и не нормируются, но все же позволяют дополнительно оценить качества исследуемых вагонов.

Из полученных результатов следует, что на прямолинейном участке пути основные динамические показатели головного и промежуточного вагонов электропоезда не выходят за допустимые пределы при скоростях вплоть до 220 км/ч. На кривых среднего радиуса величины динамических показателей не превышают допустимые значения при скоростях до 100 км/ч, а на кривых малого радиуса – до 80 км/ч. Кроме этого, в рассмотренных диапазонах скоростей все динамические показатели промежуточного и головного вагонов электропоезда лучше, чем у объектов-эталонов.

Таким образом, в результате проведения теоретических исследований динамической нагруженности головного и промежуточного вагонов межрегионального двухсистемного

електропоезда производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» получен вывод о подтверждении конструкционной скорости движения, которая составляет 200 км/ч, на существующей инфраструктуре железных дорог Украины.

Результаты испытаний рамы боковой и балки наддрессорной тележки грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс модели 18-1711

Мямлин С. В., ДИИТ, Днепропетровск, Бубнов В. М., ООО «ГСКБВ»,
Хохуля И. Л., ООО «НПП ИЦ «Азовмаштест», Манкевич Н. Б., ООО «ГСКБВ»,
Украина

Summary: The paper analyses the results of strength test of side frame and bolster for 18-1711 freight wagon bogie. Static and fatigue testing results proved that design of side frame and bolster comply with all normative documents.

В тележке модели 18-1711, спроектированной в ООО «ГСКБВ», применены наддрессорная балка и боковая рама собственной разработки. При их проектировании был учтен опыт эксплуатации тележки модели 18-100 и ее аналогов. Особое внимание при проверке деталей на соответствие нормативным документам в части обеспечения прочности по первому и третьему расчетным режимам, оценке усталостной прочности было уделено зонам, подверженным частым изломам в эксплуатации. Для боковой рамы это наружный и внутренний углы буксового проема, наклонный пояс, нижний угол рессорного проема.

Опытно-конструкторские работы проводились в тесном сотрудничестве с технологиями и металлургами ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ» (ЧАО «АЭС»).

При этом натурные испытания опытных образцов крупного вагонного литья, являются важным этапом в процессе создания перспективных конструкций ходовых частей грузовых вагонов. Их результаты должны подтверждать не только правильность принятых конструкторских решений и пригодность изделия к изготовлению, но и готовность предприятия в целом к выпуску новой продукции.

Поведенные предварительные статические и динамические испытания, в том числе и усталостные, доказывают полное соответствие балки и рамы тележки 18-1711 всем современным нормативным требованиям. Полученные результаты прочностных испытаний соотносятся с теоретическими не более чем на 10 %, что может служить подтверждением не только правильности выбранных расчетных схем, но и точности и качества изготовления.

Рама боковая и балка наддрессорная, как и тележка модели 18-1711 в целом, производства ЧАО «АЭС» имеют сертификат РС ФЖТ и готовы к серийному производству.

Поліпшення якості ремонту та технічного обслуговування пасажирських вагонів нового покоління

Мямлін С. В. (ДНУЗТ), Кебал Ю. В., Губерна Н. А. (ПКТБ),
Дніпропетровськ, Україна

A problem of improvement of quality of repair and technical maintenance of passenger carriages of new generation for today is actual. For its decision it is necessary to inculcate technological processes, technical departmental and control of knowledges of personnel teaching.

Великі завдання щодо поповнення вагонного парку, підвищення комфорту перевезень пасажирів, які поставлені перед вітчизняним пасажирським вагонобудуванням, сприяли високому темпу його розвитку. Українські вагонобудівники постійно працюють над поліпшенням якості та удосконаленням конструкції своєї продукції. У зв'язку з цим пасажирський вагонний парк постійно оновлюється вагонами нового покоління. Експлуатація пасажирсь-

ких вагонів нового покоління забезпечує якісне поліпшення пасажирських перевезень за швидкістю, часом їзди та комфортом.

За останні 10 років на Крюківському вагонобудівному заводі розроблені та поставлені на серійне виробництво біля 20 моделей пасажирських вагонів, декілька моделей сучасного візка для пасажирських вагонів. Вагони Крюківського заводу входять до складу столичних експресів «Київ – Харків», «Київ – Дніпропетровськ», «Київ – Москва», «Київ – Львів» та на інших маршрутах. Для поліпшення якості перевезень у пасажирському вагонобудуванні застосовуються нові технічні рішення. Пасажирські вагони нового покоління оснащені сучасними кліматичними установками, системами екологічно чистого туалету, пожежно-охоронної сигналізації, складовими електрообладнання, елементами інтер'єра, справний технічний стан яких вимагає постійного контролю. При фарбуванні вагонів застосовуються нові технології та сучасні матеріали.

Від технічного стану вагонного парку залежить безпека життя та здоров'я як пасажирів, так і працівників залізничного транспорту, якість обслуговування, своєчасність доставки пасажирів, продуктивність та економічні показники роботи залізничного транспорту. Нормальний технічний стан вагонного парку неможливий без якісної системи технічного обслуговування вагонів в експлуатації та якісного ремонту, виконання яких регламентується технологічною документацією. На вагоноремонтних підприємствах спостерігається дефіцит технологічної документації на проведення технічного обслуговування та ремонту пасажирських вагонів нового покоління. Для вирішення цього питання необхідно перероблювати існуючу технологічну документацію або створювати нову.

Проектно-конструкторське технологічне бюро з проектування та модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна активно займається розв'язанням існуючої проблеми. Вже сьогодні (ПКТБ ДПТ) проводить роботи щодо розробки технологічної документації для обслуговування пасажирських вагонів виробництва Крюківського вагонобудівного заводу серії «779». Задачі, які ставляться при розробці технологічної документації:

- створення якісної технологічної документації, яка відповідає всім вимогам нормативної документації;
- деталізація та конкретизація опису операцій та переходів;
- подолання стереотипного підходу щодо організації та виконання діючих технологічних процесів технічного обслуговування та ремонту пасажирських вагонів, які сьогодні страждають спрощенням та високим відсотком браку, застосуванням застарілих та недосконалих технологій і технічних засобів;
- ретельний вибір технології, яка в найбільшій мірі відповідає потребам конкретного підприємства;
- загальне підвищення ефективності роботи вагоноремонтного підприємства;
- підвищення якості ремонту та технічного обслуговування вагонів;
- зниження трудомісткості та собівартості ремонту;
- скорочення тривалості технологічного циклу.

Безумовно розроблений технологічний процес на технічне обслуговування або ремонт пасажирського вагону не є єдиною вимогою для забезпечення необхідного рівня якості робіт. Невід'ємними складовими загальної системи технічного утримання пасажирського рухомого складу нового покоління повинна бути і система технічного навчання та контролю знань персоналу депо з зазначених питань, а також наявність плакатів з фрагментами технологічних процесів на робочих місцях. Необхідно при цьому здійснювати постійну актуалізацію як самих технологічних процесів, так і супровідної ілюстративної складової.

Таким чином, розробка та використання технологічних процесів на технічне обслуговування та ремонт пасажирських вагонів нового покоління – це не тільки запорука ефективного використання рухомого складу, а й шлях підвищення технологічної культури на вагоноремонтних підприємствах, коли через недостатній рівень технічних знань високотехнологічне обладнання виводиться з ладу. Тому впровадження технологічних процесів на ремонт і

технічне обслуговування пасажирських вагонів необхідно супроводжувати відповідними навчаннями та контролем знань персоналу.

Розробка конструкторської та технологічної документації на вагони-цистерни

Мямлін С. В., Кебал Ю. В., Пшенько В. О., Колесников С. Р., Дніпропетровськ, Україна

Стійке підвищення обсягів перевезень неможливе без зростання провізної спроможності залізниць, що вимагає подальшого покращення технічного рівня рухомого складу, впровадження нових високоефективних конструкцій вантажних і пасажирських вагонів, більш інтенсивного використання вагонного парку – прискорення обороту вагонів, збільшення швидкості руху, підвищення статичного навантаження вагона.

Для підтримки високого технічного рівня вагонного парку водночас із удосконаленням конструкції вагонів необхідне проведення робіт з оновлення ремонтної бази і поліпшення системи технічного обслуговування вагонів, а також впровадження новітньої технології ремонту та технічного обслуговування вагонів в експлуатації. У зв'язку з цим велике значення має типізація технологічних процесів на основі уніфікації об'єктів виробництва та подальшого впровадження стандартизації у вагонобудуванні і вагоноремонтному виробництві.

Серед вантажного вагонного парку залізниць особливе місце займають цистерни, оскільки рідкі, зріджені та газообразні небезпечні вантажі (речовини, що при вантажно-розвантажувальних роботах та зберіганні можуть бути причиною вибуху, пожежі, гибелі, отруєння, опіків, травмування, захворювання людей) у випадках, передбачених правилами перевезень, транспортуються саме вагонами-цистернами. Тож покращення технічного рівня парку цистерн є не тільки економічно обґрунтованою задачею, а й справою безпеки життя та здоров'я як працівників залізничного транспорту так і звичайних громадян.

Досвід розробки і виготовлення залізничних цистерн мають такі підприємства, як ВАТ «Уралкріомаш», ВАТ «Маріупольський завод важкого машинобудування» (Донецька обл.), що входить в концерн ВАТ «Азовмаш». У науково-впроваджувальному центрі «Вагони» з 1996 року проводиться робота з розробки технічної документації на капітальний ремонт з подовженням призначеного терміну служби.

Проектно-конструкторське технологічне бюро (ПКТБ) з проектування та модернізації рухомого складу, колії та штучних споруд Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ) створено у зв'язку із значною кількістю заявок від підприємств на розробку конструкторської та технологічної документації на виготовлення та ремонт рухомого складу залізничного транспорту.

До останніх розробок ПКТБ ДНУЗТ відносяться:

а) технічні умови на:

- «Капітальний ремонт цистерн 4-вісних для перевезення рідкої сірки моделі 15-1482»;
- «Покрытие антикоррозионное котлов вагонов-цистерн для перевозки растительных масел»;

б) конструкторська документація:

- «Покрытие внутреннее антикоррозионное котла вагона-цистерны для защиты перевозимых растительных масел»;
- «Котел вагона-цистерны для перевозки бензина и светлых нефтепродуктов грузоподъемностью 110 т».

в) технологічні процеси на:

- «Проведення капітального ремонту цистерн для перевезення рідкої сірки»;
- «Проведення капітального ремонту з подовженням строку служби цистерн для перевезення аміаку»;
- «Проведення капітального ремонту з подовженням строку служби цистерн для перевезення зріджених вуглеводних газів».

Серед основних задач, які ставить перед собою ПКТБ при розробці нормативно-технологічної та конструкторської документації слід підкреслити постійний пошук технічних рішень щодо модернізації конструкції з метою підвищення безпеки перевезення та збереження цілісності вантажу під час нештатних ситуацій у процесі експлуатації, що відповідає розпорядженню Кабінету Міністрів України щодо стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року. Прикладом реалізації таких розробок є конструкторська документація на виготовлення котла вагона-цистерни для перевезення бензину та світлих нафтопродуктів вантажопідйомністю 110 т.

Розробляються перспективні напрями подальшого розвитку технології вагонобудування та ремонту вагонів-цистерн: складання математичного опису всіх ланок технологічного процесу для отримання їх точних аналітичних співвідношень і взаємозв'язку; використання цифрової обчислювальної та аналогової техніки на всіх етапах проектування і ремонту вагонів, що дозволить швидше і ефективніше вирішувати завдання раціональної побудови, впровадження та виконання технологічних процесів.

Система пассивной безопасности скоростного пассажирского электровоза

Науменко Н. Е., Соболевская М. Б., Сирота С. А., Хижа И. Ю.,
Хрущ И. К., Горобец Д. В., ¹Теличко И. Б.
ИТМ НАНУ и НКАУ, ¹ПКПП «МДС», Днепропетровск, Украина

Researches of speed train dynamic loading at his collision with a freight car and a mobile transport vehicle are conducted. Integral forcing characteristic for energy absorbed elements of passive safety system PSS are got. Conception of SPS for a speed passenger electric locomotive is developed. The constructions of locomotive operator's cab framework (with sacrificial and safety zones) and sacrificial elements of SPS are developed. The mathematical modeling of their plastic strain at superstandard impact is executed.

Внедрение скоростного пассажирского движения в Украине является одним из главных направлений развития отечественного железнодорожного транспорта. Вопросы повышения скорости движения поездов неразрывно связаны с проблемами обеспечения безопасности пассажиров и поездной бригады в случае аварийного столкновения поезда с преградой на железнодорожном пути. Для организации скоростного движения в Украине Министерство транспорта и связи Украины утвердило “Комплексную программу обновления железнодорожного подвижного состава Украины на 2008 – 2020 годы”. Эта программа, в частности, предусматривает замену морально и физически изношенных конструкций электровозов принципиально новыми, позволяющими обеспечить движение пассажирского поезда со скоростью до 200 км/ч.

Конструкция скоростного пассажирского электровоза нового поколения должна включать не только эффективные средства активной защиты для предотвращения аварийных столкновений, но и систему пассивной безопасности (СПБ), которая в случае аварийного столкновения срабатывает автоматически. Основными задачами СПБ являются снижение рисков для жизни и здоровья людей, находящихся в поезде, предотвращение значительных повреждений конструкций локомотива и вагонов, уменьшение тяжести последствий аварийных столкновений. Снижение продольных сил и ускорений, возникающих при столкновении, достигается за счет контролируемой деформации входящих в СПБ специально предназначенных для этого сменных жертвенных элементов и жертвенных зон, расположенных в концевых частях электровоза.

В странах ЕС наличие СПБ у железнодорожного экипажа скоростного и высокоскоростного поезда (с конструкционной скоростью 190 км/ч и выше) является обязательным и регламентируется стандартом EN 15227:2008. В Российской Федерации 16.04.2010 г. впервые были введены в действие “Технические требования к системе пассивной безопасности

подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм», а 20.12.2011 г. – принята их новая редакция. В Украине требования, регламентирующие пассивную безопасность подвижного состава, пока отсутствуют.

Анализ мирового опыта в решении проблемы пассивной защиты железнодорожных экипажей показал, что для защиты локомотива в аварийной ситуации необходимо существенное изменение традиционной силовой схемы его конструкции с целью включения в нее жертвенных элементов и жертвенных зон в концевых частях локомотива.

Проведены исследования динамической нагруженности экипажей скоростного поезда при его столкновении с грузовым вагоном и мобильным транспортным средством на переезде. Получены интегральные силовые характеристики энергопоглощающих элементов СПБ. Разработана концепция СПБ для скоростного пассажирского электровоза.

Разработаны конструкции каркаса кабины машиниста и жертвенных элементов СПБ. Выполнено математическое моделирование их пластического деформирования при сверхнормативном ударе. Показано, что при ударе происходит контролируемое пластическое деформирование и разрушение жертвенных элементов и жертвенной зоны каркаса кабины. При этом в зоне безопасности, расположенной в задней части каркаса кабины, сохраняется пространство более 750 мм для выживания локомотивной бригады, а уровень продольного ускорения не превышает допустимого значения 5g.

Повышение безопасности пассажирских перевозок в случае аварийных столкновений поездов

Науменко Н. Е., Хижа И. Ю.,
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Necessity of the new generation high-speed passenger locomotives equipment with passive safety system is shown.

В Концепции стратегического развития железнодорожного транспорта государственных участников Содружества до 2020 г. одним из основных направлений определено развитие скоростного и организация высокоскоростного пассажирского сообщения. Обеспечение безопасности движения в условиях реформирования железнодорожного транспорта – это одна из важных и актуальных задач для железных дорог стран СНГ, в том числе и Украины. Разработана концепция комплексного развития городских, пригородных, региональных и межрегиональных пассажирских перевозок до 2020 г. Для обеспечения высокой провозной способности, экономической эффективности скоростные поезда локомотивной тяги и электропоезда должны обращаться со скоростью не менее 200 км/ч.

В европейских странах при разработке вновь проектируемого скоростного и высокоскоростного подвижного состава наряду с базовыми требованиями по обеспечению прочности экипажа введены дополнительные требования EN 15227:2008 в отношении системы пассивной безопасности. В требованиях определены тестовые сценарии столкновения, характеризующие наиболее типичные аварийные ситуации, возникающие на железнодорожном транспорте, и которые являются обязательными при экспериментальной и расчетной отработках системы пассивной безопасности.

На европейском пассажирском подвижном составе применяются отдельные тягово-сцепные и ударные приборы, которые, как правило, не мешают работе устройств пассивной защиты. Зарубежные пассажирские локомотивы (например, локомотивы семейства Prima II) в головных частях оборудованы энергопоглощающими устройствами, которые осуществляют поэтапное поглощение кинетической энергии соударения.

В странах Балтии, СНГ, в том числе и в Украине, практически единственным устройством, используемым для сцепления вагонов в поезде, является автосцепное устройство СА-3. Автосцепка СА-3 и особенности ее функционирования препятствуют эффективной работе

жертвенных элементов, устанавливаемых в консольных частях рамы кузова локомотива, за счет деформации которых происходит наибольшее гашение энергии удара в случае столкновения.

С использованием разработанной математической модели процесса столкновения локомотива с преградой и компьютерного моделирования проведены исследования динамической нагруженности конструкции локомотива, оборудованного автосцепкой СА-3, при его столкновении с преградой массой 80 т со скоростями, значительно превышающими нормативные скорости при маневровых соударениях. Получено, что оборудование локомотива только автосцепными устройствами с поглощающими аппаратами не обеспечивает целостности его конструкции и безопасность локомотивной бригады в экстремальных ситуациях, возникающих в результате аварийного столкновения с препятствием большой массы.

Для оценки эффективной работы устройств пассивной безопасности проведены расчеты тестового сценария лобового соударения эталонного поездного состава со скоростью 36 км/ч с неподвижно стоящим грузовым вагоном массой 80 т. В качестве локомотива эталонного поезда взят локомотив нового поколения семейства Prima II, который оборудован системой пассивной безопасности в виде специально сконструированных буферов и предохранительных модулей. Показано, что система пассивной защиты позволяет обеспечить целостность конструкции локомотива и защиту локомотивной бригады при скоростях столкновения до 36 км/ч и удовлетворяет требованиям EN 15227:2008.

Проектирование трасс высокоскоростного транспорта на основе кольцевых структур

Новиков В. Ф., ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Уманов М. И., ДИИТ, Днепропетровск, Украина

At use of ring structures, it will be possible to lay high-speed lines rather short pieces which will join at once in operation. At an exit on the international message of a ring become isolated abroad, simultaneously improving an infrastructure of the basic transport streams.

Исследованиями ученых разных стран доказано, что полноценный рост производства и решение возникающих транспортных проблем в текущем столетии будут невозможными без наземных транспортных систем, которые осуществляют перевозку пассажиров и грузов с скоростями порядка 500 км/ч. Этот транспорт, словно глобальный метрополитен, свяжет в одно целое регионы в границах 1000-2000 км. Он способен сблизить время междугородных перевозок и внутригородских переездов, что позволит жить в одном, а работать в другом городе. Одним из наиболее перспективных путей развития транспорта является создание высокоскоростных транспортных артерий, которые соединят большие города и основные научно-промышленные центры.

Ранее была разработана оптимальная трасса для высокоскоростного наземного транспорта (ВСНТ) в Украине. В отличие от традиционно принятых радиальных схем для наших условий экономически наиболее целесообразной является кольцевая трасса ВСНТ, которая свяжет большинство областных центров Украины и, в перспективе, будет иметь выход на международные трассы. На этой трассе, с учетом эффекта притягивания пассажиро- и грузопотоков к скоростным трассам, будет наибольшая загруженность, которая предопределяет рентабельность строительства и эксплуатации линии ВСНТ.

Россия, как и другие страны, сталкивается с проблемами развития транспортной инфраструктуры. Правда, в Российской Федерации существуют направления, по которым экономически целесообразно прокладка линий высокоскоростного наземного транспорта, например Санкт-Петербург – Москва – Нижний Новгород. В настоящее время на этом направлении запущен скоростной поезд «САПСАН». Весьма интересно выглядит идея продолжения скоростной линии до Владивостока. Но, в настоящее время, постройка такой длинной

радиальной линии, которая окупаться начнёт только после завершения по всей длине, экономически неподъёмна.

Особенностью развития железнодорожной сети европейской части России является её радиальность относительно Москвы. Добраться, например, из Нижнего Новгорода до Вологды можно через Москву или через Котельнич. В Азиатской части сеть не развита, а после Алтая фактически представляет собой две параллельных ветки, местами соединённые между собой, которые тянутся вдоль границы (ТрансСиб) и чуть севернее (БАМ).

При использовании кольцевых структур, высокоскоростные линии можно будет прокладывать относительно короткими отрезками, которые сразу будут включаться в эксплуатацию. При выходе на международное сообщение кольца замыкаются за рубежом, одновременно улучшая инфраструктуру основных транспортных потоков. Например, кольцо Москва – Харьков – Киев – Львов – Люблин – Варшава – Калининград – Каунас – Вильнюс – Минск – Москва; Москва – Санкт-Петербург – Рига – Каунас – Минск – Москва и т.д.

Кроме того, при прокладке высокоскоростных линий обеспечивается активное развитие инфраструктуры прилегающих территорий и замена ближних авиаперевозок на перевозки электрифицированным высокоскоростным наземным транспортом. Это позволит получить народному хозяйству дополнительный экономический эффект, а также экологический эффект от сокращения вредных выбросов из-за уменьшения объема авиаперевозок.

Структура рельсовой стали после воздействия импульсов электрического тока

¹Новогрудский Л. С., ¹Оправхата Н. Я., ²Ворон М. М.,

¹- Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины

²- Национальный технический университет Украины «КПИ»

The results of the investigation of the electric current influence on the structural state of rail steel in the initial state and after operation over a given railway division. It is shown that the effect of electrical current pulses leads to the displacement of the carbide components toward the periphery of grains, with the amount of segregated ferrite and the grain size being changed in the material after its operation.

Особенностью рельсового электротранспорта, отличающей его от других потребителей энергии, является использование рельсового пути в качестве линии электроснабжения электропоездов. Использование ходовых рельсов как части системы электропитания технологически целесообразно и экономически выгодно, но приводит к ускорению их износа и увеличению вероятности разрушения. Это происходит в результате усиления неравномерного развития пластической деформации поверхности рельса; накопления пластической деформации (а значит и остаточных напряжений) в подповерхностном слое; концентрации электромагнитного и теплового полей в зонах дефектов и т.д.

Суммарное действие электрического тока, характер которого для каждой точки поверхности взаимодействия колеса и рельса можно классифицировать как импульсный, и высокого уровня контактных напряжений способствует также и проявлению так называемой «электропластической деформации». Явление электропластической деформации заключается в повышении пластичности материалов при одновременном действии на них импульсов электрического тока большой плотности и механической нагрузки и связано, по мнению специалистов в области физики твердого тела, с взаимодействием направленного потока электронов с дислокациями. Применительно к железнодорожному транспорту данное явление может способствовать деформированию и разрушению рельсов и колес. Последнее наиболее вероятно в холодное время года.

Степень влияния импульсов электрического тока на механические характеристики, сопротивление деформированию и разрушению металлических материалов определяется рядом факторов: уровнем нагруженности и дефектности материалов, предысторией его дефор-

мирования, видом приложенной нагрузки, величиной параметров импульсов электрического тока, температурой и т.д. Особое значение для оценки уровня и причин влияния импульсов электрического тока на механическое поведение металлов и сплавов имеет анализ их структурного состояния и фазовых превращений в таких условиях.

В докладе приведены результаты исследований структуры рельсовой стали М76 в исходном состоянии и после ее длительной эксплуатации в дистанции электрифицированного пути (наработка составила 800 млн.т брутто) без и при воздействии импульсов электрического тока. Показано, что в структуре рельсовой стали в исходном состоянии после действия импульсов электрического тока происходят процессы, способствующие вытеснению карбидов к границам зерен, в результате чего образуются ферритные зоны, в которых концентрация карбидов растет от центра к периферии. У стали после эксплуатации количество феррита существенно возрастает, и изменяются размеры зерен. Установлена корреляция между изменением структуры стали после действия импульсов электрического тока и изменением ее электрического сопротивления.

Разработки новых тележек для грузовых вагонов – возможности унификации, заложенные в проектах нормативной документации

Орлова А. М.,
ФГБОУ ВПО «ПГУПС», Санкт-Петербург, Россия

The paper describes the new designs of bogies developed for freight wagons of 1520 mm gauge, their differences and common features, analyses the possibility of interchangeability under the wagons and unification of bogie parts. Principles of currently developed standard are explained.

В настоящее время на российском рынке для осевой нагрузки 23,5 тс предлагаются тележки, которые по своему конструктивному устройству могут быть разделены на четыре группы: группа 1 – аналоги тележки модели 18-100 с модернизацией по проекту М 1698; группа 2 – тележки модели 18-100, модернизированные по проекту С 03.04, обеспечивающие улучшенные показатели ходовых качеств вагонов – выпускаются для эксплуатации в Украине; группа 3 – тележка модели 18-578 и ее аналоги, отличающиеся увеличенным межремонтным пробегом и улучшенными показателями ходовых качеств вагонов; группа 4 – тележка модели 18-9810, спроектированная по технологии Barber S-2, отличающаяся конструкцией основных узлов, увеличенным межремонтным пробегом и улучшенными показателями ходовых качеств вагонов. Для осевой нагрузки 25 тс на российском рынке предложены четыре модели тележек (18-194-1, 18-9800, 18-9855, 18-9836), значительно различающиеся между собой по конструктивному устройству.

Необходимость унификации особенно назрела для тележек «семейства» 18-100, практически не имеющих технических отличий между собой. В эксплуатации возникают проблемы с разнотипностью тележек, сохранением соответствия тележек конструкторской документации при ремонте в части комплектации, принадлежности деталей в рамках одной модели различным железнодорожным администрациям.

В отношении тележек с улучшенными характеристиками стоят задачи унификации на пространстве колеи 1520 мм конструкций узлов и деталей, подлежащих замене в процессе эксплуатации (колесные пары, блокираторы, тормозные колодки, элементы крепления тормозных колодок). При этом должны быть учтены требования отсутствия взаимозаменяемости колесных пар и тележек под вагонами с различной осевой нагрузкой для исключения ошибок персонала эксплуатационных и ремонтных предприятий. Унификация тележек для одинаковой осевой нагрузки должна производиться по взаимозаменяемости под вагонами, контроле и ремонтпригодности. Рационально проводить унификацию выпускаемых одним производителем узлов и деталей тележек с различной осевой нагрузкой (при технической возможности могут быть унифицированы фрикционные клинья, фрикционные планки, боко-

вые скользяны) и одновременно отсутствие унификации узлов и деталей тележек с другими производителями для сохранения конкурентных преимуществ тележек.

Некоторые из вопросов взаимозаменяемости и унификации тележек заложены в находящиеся в стадии разработки межгосударственные стандарты на колесные пары, пружины, тележки грузовых вагонов. Выявлена необходимость разработки новых стандартов на пятники и боковые опоры шкворневых балок вагонов для обеспечения взаимодействия с тележками новых конструкций.

Особенности конструкции и испытаний надрессорных балок и боковых рам грузовой тележки модели 18-9810 Тихвинского вагоностроительного завода

Орлова А. М., Сухих И. В., ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург,
Щербаков Е. А., ЗАО «ТВСЗ», Тихвин, Россия

The paper considers the special features in the design of side frames and bolsters for 18-9810 bogie that provide more efficient interaction with suspension, car body and wheelsets. Fatigue testing results proved that the principle of stress being lower than the yield limit in concentrator zones provides better durability. Developed schematic for providing lasting quality of the cast parts in batch production is described.

На основании эскизного проекта компании Standard Car Truck (корпорация Wabtec), для грузовой тележки модели 18-9810 ОАО «НВЦ «Вагоны» разработаны надрессорные балки и боковые рамы, отличные по конструкции от несущих элементов тележки модели 18-100. Изготовление тележки модели 18-9810, включая литые рамы и балки, осуществляет ЗАО «ТВСЗ» (г. Тихвин). В работе показаны основные отличительные особенности конструкции рам и балок, обеспечивающие их более эффективное взаимодействие друг с другом, с адаптерами колесных пар и кузовом вагона.

При проектировании основных несущих деталей тележек особое внимание было уделено обеспечению прочности по первому и третьему расчетному режимам. Соответствие напряжений допускаемым для стали марки 20 ГЛ по результатам расчета и статических испытаний обеспечено, в том числе в зонах концентраторов напряжений, таких как внутренний угол буксового проема и нижний угол рессорного проема. Результатами полных ускоренных испытаний опытных образцов литых деталей на сопротивление усталости, проведенных в рамках квалификационных испытаний, показано их соответствие нормативно-техническим требованиям.

Основной задачей любого предприятия, серийно выпускающего литые несущие элементы грузовых тележек, является обеспечение соответствия всех деталей требованиям нормативно-технической документации. Процесс литья балок и рам грузовых тележек – сложный и многофакторный, поэтому даже при отработанной технологии изготовления для подтверждения качества изготовления необходимо проведение регулярного комплекса испытаний готовых деталей.

На ЗАО «ТВСЗ», с целью выпуска продукции высокого качества, комплекс испытаний на предприятии-изготовителе, которому подвергаются выпускаемые балки и рамы, был расширен и углублен по сравнению с существующими требованиями ОСТ 32.183-2001 и ТТ ЦВ 32-695-2006. В связи со специфической конфигурацией деталей разработаны отдельные требования к зонам повышенных требований по дефектам (зонам А), схемам порезки, толщинометрии.

В работе приведена схема разработанного комплекса испытаний на предприятии-изготовителе, которая включает в себя приемо-сдаточные, периодические и типовые испытания балок и рам. В настоящее время на ЗАО «ТВСЗ» приведенная схема испытаний прошла экспериментальную проверку на опытной партии рам и балок. Работоспособность и эф-

фективность расширенного комплекса испытаний подтверждена положительными результатами квалификационных и сертификационных испытаний.

В связи с получением сертификата соответствия ФБУ «РС ФЖТ», на ЗАО «ТВСЗ» осуществляется производство установочной серии боковых рам и надрессорных балок тележки 18-9810.

Конструкция тележек моделей 18-9889 и 18-9890 для инновационных четырех- и шестиосных грузовых вагонов

Орлова А. М., Турутин И. В., Бабанин В. С.,
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

The paper describes two three-piece bogies: model 18-9889 for application with 27 t per axle load and 18-9890 for 20 t per axle load and 140 km/h design speed. Major design solutions that provide innovation are elastic-friction interaction in the primary suspension, spatial wedges in the secondary and special braking leverage with double brake shoes.

В рамках комплексного проекта «Разработка и создание высокотехнологичного производства инновационного грузового подвижного состава железных дорог», объявленного Министерством образования и науки Российской Федерации, ПГУПС и «Русская корпорация транспортного машиностроения» в лице своих заводов ОАО «Рузхиммаш» (г. Рузаевка, Мордовия) и ООО «ВКМ-Сталь» (г. Саранск, Мордовия) разрабатывают инновационные четырех- и шестиосные (сочлененного типа) грузовые вагоны.

Для обеспечения создания инновационного подвижного состава разработаны две конструкции тележек: модель 18-9889 с увеличенной осевой нагрузкой до 27 тс и конструкционной скоростью 100 км/ч и модель 18-9890 с осевой нагрузкой 20 тс для конструкционной скорости 140 км/ч.

Обе тележки имеют трехэлементную компоновку. Состоят из: надрессорной балки, съемных скользунов, центрального рессорного подвешивания, боковых рам, буксовых узлов, колесных пар, тормозной рычажной передачи и балки авторежима. Тележки моделей 18-9889 и 18-9890 унифицированы по таким узлам, как скользуны, пружины рессорных комплектов, буксовые узлы, тормозная рычажная передача и балки авторежима. Конструктивные различия тележек обусловлены их грузоподъемностью.

Конструкции надрессорной балки и боковой рамы созданы по аналогии со стандартами ААЖД. Надрессорная балка через подпятниковое место, в которое устанавливается износоустойчивая чаша, взаимодействует с пятником вагона. На ее верхнем поясе имеются места под установку двух пар скользунов. Предусмотрены ограничители продольных перемещений и галопирования надрессорной балки. В карманы вварены вставки для взаимодействия с пространственными клиньями центрального рессорного подвешивания.

Комплект пружин центрального подвешивания состоит из двухрядных пружин двух типов (подклиновые и несущие). У тележек модели 18-9889 устанавливается 2 подклиновых и 7 несущих пружин с каждой стороны. А у тележек модели 18-9890 – 2 подклиновых и 5 несущих пружин. Клинья – пространственные, с углом наклона рабочих поверхностей 55° и взаимодействуют с фрикционными планками боковой рамы, установленными на болтовых соединениях.

В буксовом проеме боковой рамы жестко закрепляется упругая скоба, которая плотно (с натягом) устанавливается на адаптер кассетного подшипника, создавая упруго-фрикционную связь в продольном направлении.

Боковые скользуны состоят из корпуса, колпака и двухрядной пружины. Для односекционных вагонов устанавливается два скользуна с расстоянием между ними 1524 мм, а в сочлененные вагоны на среднюю тележку устанавливаются четыре скользуна. Расстояние между внутренними скользунами составляет 1100 мм.

В тормозной рычажной передаче используется система сдвоенных поворотных башмаков. Суммарная площадь контакта сдвоенных колодок с колесом увеличена на 28 % относительно стандартных колодок. Компанией-разработчиком колодок (ОАО «Фритекс») проведены предварительные испытания системы, которые показали, что тормозная эффективность сдвоенных колодок в среднем на 15% выше стандартных.

Циклічна тріщиноустійкість сталей залізничних коліс типу КП-2 і КП-Т за впливу експлуатаційних температурно-силових факторів

Осташ О. П., Андрейко І. М., Кулик В. В., Прокопець В. І.,
Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, Львів, Україна

The tendency of medium-strength (KP-2 type) and high-strength (KP-T type) railway wheel steels to martensitic transformation and cracks formation under conditions that simulate the effect of temperature-force factors during braking are estimated. The braking was carried on the model specimens of the investigated steels. It is established that the negative influence of braking processes develops more substantially for the high-strength railway wheel steel (KP-T type).

У зв'язку зі зростанням об'ємів перевезень залізничним транспортом за останнє десятиліття осьові навантаження на колеса зросли з 25 до 37,5 тонн, а у окремих випадках до 40 тонн. Цим було порушено механіку процесу в системі колесо-рейка, що привело до невідповідності новим реаліям коліс і рейок, виготовлених з традиційних сталей. У зв'язку з цим рухомий склад залізниці наблизився впритул до вичерпання своїх експлуатаційних можливостей. Вирішення проблеми коліс у світі ведеться у двох напрямках: підвищення їх міцності і твердості, переважно за рахунок зростання вмісту вуглецю, а також зменшення тертя в системі колесо-рейка за допомогою використання змащування.

В Україні розроблено (ІЧМ НАН України та ВАТ «Інтерпайп НТЗ») нову марку сталі з високим вмістом вуглецю (сталь марки 3) для виробництва залізничних коліс підвищеної міцності, яку включено до міждержавного стандарту на залізничні колеса ГОСТ 10791-2004. Відповідно до технічних умов ТУ У27.1.4-571- 2004 „Колеса суцільнокатані діаметром 957 мм підвищеної міцності та тривкі до спрацювання” на заміну середньоміцних коліс типу КП-2 Укрзалізницею впроваджено в експлуатацію (2006 р.) високоміцні колеса типу КП-Т. Це дозволило підвищити зносотривкість поверхні кочення колеса (30-40 %), проте значно посилюється негативний вплив від контактної втоми і температурно-силових факторів при гальмуванні. За дії останніх поверхня кочення колеса втрачала форму (від кола до багатокутника) і з'являлась підвищена тріщиноутворюваність уже на перших етапах експлуатації. Підвищений вміст вуглецю, кремнію, марганцю високоміцної сталі забезпечує колесам належну міцність і регламентований рівень твердості, проте робить її схильнішою до мартенситного перетворення за умов дії температурно-силових факторів через швидше досягнення температури аустенізації колісної сталі. Нами встановлено, що в діапазоні 20...800°C границя текучості досліджених сталей знижується на 80-90%, а починаючи з температури 500...525°C виявлено стрімке зростання пластичності високоміцної сталі типа КП-Т, яке значно переважає зміну пластичності середньоміцної сталі типа КП-2, що може бути причиною частішого утворення повзунів на поверхні кочення високоміцних коліс.

Проведені нами дослідження на модельних зразках кінетики росту втомної тріщини в структурах сталей, які утворилися внаслідок дії температурно-силових факторів при гальмуванні показали, що вона значно погіршується для сталі високоміцного колеса типа КП-Т. Так, її циклічна в'язкість руйнування знижується з 59 до 45 МПа·√м, тоді як для сталі середньоміцного колеса типа КП-2 після гальмування – залишається незмінною 93 МПа·√м. Таким чином, негативний вплив процесів гальмування більш суттєво проявляється для сталі високоміцних залізничних коліс типа КП-Т, з підвищеним вмістом вуглецю. Зроблено висновки, що необхідна оптимізація існуючих перлітних сталей високоміцних залізничних коліс

для забезпечення їх високих експлуатаційних характеристик за зниженого (до 0,5...0,55 %) вмісту вуглецю.

Критерії вибору сталей для високоміцних залізничних коліс

¹ Осташ О. П., ² Вакуленко І. О., ¹ Андрейко І. М.

¹ Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, Львів,

² ДІТ, Дніпропетровськ, Україна

In Ukraine, to replace the medium-strength wheels (KP-2 type) the high-strength railway wheels (KP-T type), that had passed all delivery trials, were introduced into operation (2006). However, their operation experience shows that, in some cases, these wheels (steel grade 3) were removed from exploitation premature due to the formation of defects like shelling on the rolling surface of wheels rim. So to prevent this it the additional normative parameters to select the wheel steels, that provide the increase of serviceability of railway wheels by reducing the tendency to the formation of defects such as a flat and a shelling on their rolling surface, including surface pits and subsurface shelling formation are proposed to be introduced.

Розвиток залізничних перевезень ставить нові вимоги до сталей залізничних коліс. В Україні розроблено нову марку сталі з високим вмістом вуглецю (сталь марки 3) для виробництва залізничних коліс підвищеної міцності, яку включено до міждержавного стандарту на залізничні колеса ГОСТ 10791-2004. Відповідно до технічних умов ТУ У27.1.4-571- 2004 «Колеса суцільнокатані діаметром 957 мм підвищеної міцності та тривкі до спрацювання» в Україні на заміну середньоміцних коліс типу КП-2 впроваджено в експлуатацію (2006 р.) високоміцні колеса типу КП-Т.

Згідно з ДСТУ ГОСТ 10791-2006 на залізничні колеса під час здавальних випробувань визначають такі механічні характеристики: границю міцності, відносні видовження і звуження, твердість, ударну в'язкість та проводять перевірку залишкових напружень. Результати випробувань показують, що сталь високоміцних коліс задовольняє вимогам вищенаведених нормативних актів.

Проте, як показує досвід експлуатації високоміцних коліс (сталь марки 3), у ряді випадків ці колеса передчасно знімали з експлуатації внаслідок утворення на поверхні кочення ободу коліс дефектів типу “вищербина” (протоколи нарад у заст. генерального директора Укрзалізниці від 27.11.2008 р. і 15.11.2011р.).

Таким чином, наявний комплекс характеристик, поданий у вищенаведених нормативних документах не відображає у повній мірі механіку процесу, що має місце при взаємодії колеса з рейкою в експлуатаційних умовах. Для врахування цього вводяться додаткові нормативні параметри з метою вибору колісних сталей, які забезпечують підвищення працездатності залізничних коліс шляхом зниження схильності до утворення дефектів типу повзун та вищербина на їх поверхні кочення, зокрема поверхневим пітингоутворенням і підповерхневим розшаруванням.

Вони вводяться додатково до уже існуючих, згідно ДСТУ ГОСТ 10791-2006 і регламентують:

- хімічний склад, схильність до мартенситного перетворення, залишкові напруження II роду;
- характеристики – міцності, твердості, опору зношуванню, опору пластичному деформуванню (35...700⁰С), циклічної тріщиностійкості за нормального відриву і поперечного зсуву, низькотемпературної і корозійно-циклічної тріщиностійкості, циклічної тріщиностійкості сталей за впливу температурно-силових факторів під час гальмування, опору крихкому руйнуванню;
- опір контактному-втомному зношуванню і пошкоджуваності, а також характеристики зварюваності для забезпечення ремонтоздатності колеса.

Совершенствование карданного привода электрогенератора пассажирского вагона

Панасенко В. Я., Клименко И. В.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The report defined relative rotation angle necessary forks at the intermediate (kardannom) shaft, which would stabilize the generator shaft, reduce damage and no parts of the drive.

Пассажирские вагоны оборудованы системой энергоснабжения своих потребителей от генератора, закрепленного на раме вагона, с приводом от средней части оси колесной пары через карданный вал. Эти приводы совместно с карданными приводами от торца шейки оси колесной пары составляют более 33%. Столь широкое распространение этих конструкций приводов электрогенераторов обусловлено стабильностью снимаемой энергетической мощности. Однако эксплуатация вагонов с карданными приводами свидетельствует о множествах поломок, интенсивных износах деталей привода.

При монтаже привода шарниры карданного соединения монтируются так, что плоскости вилок, находящихся на карданном (промежуточном) валу, лежат в одной плоскости, ведущий вал редуктора удерживается в горизонтальном положении, а ведомый может произвольно располагаться в пространстве. На положение ведомого вала влияют: в горизонтальной плоскости радиус кривой вписывания вагона, а в вертикальной – прогиб рессорного подвешивания. Таким образом, ведущий и ведомый валы между собой не параллельны, и абсолютные углы пересечения ведущего вала с карданным и карданного с ведомым не равны между собой. Это приводит к значительным динамическим нагрузкам в приводе. Худшее положение будет тогда, когда тележка, на колесной паре которой расположен привод, будет обезгружена, и кузов займет, возможно, верхнее положение, а другая тележка вагона будет нагружена, и кузов на этом конце вагона займет, возможно, нижнее положение. В конечном счете, это порождает неравномерность вращения карданного и ведомого валов (вала электрогенератора).

В работе приведено пространственное изображение валопровода вагонного электрогенератора от средней части оси колесной пары.

Используя величины монтажа валопровода электрогенератора пассажирского вагона, определен угол необходимого относительного поворота вилок на промежуточном (карданном) валу, что позволит стабилизировать вращение вала генератора, уменьшит повреждения и износы деталей привода.

Величина поворота вилок составляет $32...36^\circ$. Однако, ввиду того, что пассажирский вагон меняет направление движения, а, следовательно, и направление вращения промежуточного (редукторного) вала, как и ведомого, считаем, что угол поворота вилок на промежуточном валу следует принять равным 45° .

Пути совершенствования тормозной рычажной передачи подвижного состава

Панасенко В. Я., Клименко И. В., Гернич Н. В.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The report lists the conditions which, according to the authors, must comply with the brake lever transmission for their effective functioning.

Тормозная рычажная передача (ТРП) подвижного состава служит для увеличения усилий от штока тормозного цилиндра и передачи его на тормозные колодки, которые прижимаются к поверхности катания колес для регулирования скорости движения поездов. Пе-

редача состоит из тяг, рычагов, которые между собой соединены цилиндрическими шарнирами, то есть вращательными кинематическими парами.

В настоящее время на железных дорогах Украины курсируют локомотивы и вагоны, в которых используется сложная, пространственная ТРП. В большинстве случаев – это статически неопределимые системы. Они имеют лишние связи, что, в конечном итоге, ухудшают эффективность торможения подвижного состава, особенно в кривых участках пути, приводят к заклиниванию колесных пар.

На наш взгляд, ТРП должна соответствовать ряду требований:

1) быть статически определимым механизмом, в котором число лишних связей сводилось бы к нулю;

2) работа регулятора штока тормозного цилиндра зависит от размерной цепи ТРП.

Номинальный размер хода регулятора $A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n (\xi_i + A_i)$, где A_i – размер i -го звена; n –

число составляющих звеньев; ξ_i – предельное отклонение с учетом знака.

При определении размерной цепи необходимо учесть упругую деформацию тяг, зазоры в шарнирах, возможные износы в соединениях (отверстиях и валиках), упругие изгибы рычагов, износы тормозных колодок, износы поверхностей катания колес, положение триангелей при вписывании тележек в кривые участки пути;

3) рассмотреть предшествующие вопросы при использовании одного тормозного цилиндра (ТЦ) на две тележки, при использовании ТЦ на каждой тележке, на каждой колесной паре;

4) рассмотреть ТРП в конструкции дисковых тормозов с одним ТЦ на тележке и на каждой колесной паре;

5) рассмотреть ТРП на вновь строящихся в Украине локомотивах, скоростных поездах, электричках, дизель-поездах, как в неприводных, так и в приводных вагонах.

Некоторые результаты осмотра вагонов нового поколения при их депоовском ремонте после четырёх лет эксплуатации

Пасичник С. С., Подбельников И. В., Пальянов А. А., Резник Д. О., Безрукавый Н. В.,
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

This report presents the results of inspections of new generation freight cars which took place at their first depot repair. Both positive and negative aspects of modernization of the gondolas are cited. The main characteristics of the gondola truck elements after four years of operation are given. The ways of further improvement of gondola truck are proposed.

В 2006 году Крюковским вагоностроительным заводом была разработана модель тележки 18-7020 вагонов нового поколения, в которую вошли все элементы комплексной модернизации тележек грузовых вагонов.

В феврале 2011 года грузовые вагоны с тележками нового поколения начали поступать в депоовский ремонт, и для оценки состояния этих вагонов после четырёх лет эксплуатации была создана рабочая группа специалистов от УЗ (Укрзалізниця), ДНУЖТ, КВСЗ (Крюковского вагоностроительного завода), ПКТБ (Проектно-конструкторского технического бюро) и ИТМ НАНУ и НКАУ (Института технической механики).

Рабочей группой было осмотрено 306 вагонов с тележками модели 18-7020 при депоовском ремонте. В целом состояние тележек оказалось приемлемым и не требовало особо сложных ремонтных операций. В отличном состоянии находилась клиновая система демпфирования, элементы которой во всех 306 вагонах за 4 года эксплуатации ни разу не менялись и не ремонтировались. Скользуны постоянного контакта ISB-12C были в хорошем состоянии. Средняя высота упругих блоков скользунов – 95,2 мм (минимально допустимая вы-

сота - 93 мм). Имел место износ пятника, но он был несущественный благодаря полимерной прокладке, установленной в пятниковом узле.

Однако в ходе деповских осмотров в тележках нового поколения были обнаружены некоторые проблемные места. В частности, в тележках модели 18-7020 применялись колёса повышенной твёрдости с начальной толщиной гребня 33 мм, на поверхности катания которых в 60% случаев обнаруживались выщербины и (или) ползуны, однако средняя толщина гребня и прокат находились в допустимых для эксплуатации диапазонах.

По поводу полимерных прокладок в пятниковом узле необходимо подчеркнуть, что 35% прокладок имели толщину меньше 4 мм (начальная толщина - 7 мм, предельно допустимая в эксплуатации - 2 мм). Отметим, что при толщине прокладок больше 4 мм вагон может эксплуатироваться по состоянию этого узла до следующего деповского ремонта. Некоторые прокладки в подпятниках имели трещины.

Особое место в тележках нового типа 18-7020 занимает проблема изломов пружин. По результатам осмотров вагонов с тележками модели 18-7020, которые проходили деповской ремонт в начале 2011 года, были собраны статистические данные по неисправностям пружин рессорных комплектов. По заявлению представителей Крюковского вагоностроительного завода основной причиной поломок пружин является брак, допущенный их изготовителем из другой страны. В дальнейшем пружины для тележек модели 18-7020 будут изготавливаться на отечественных заводах.

В результате осмотров 306 вагонов нового поколения с тележками модели 18-7020 при их деповском ремонте после четырёх лет эксплуатации установлено, что впервые разработанная в Украине новая модель тележек 18-7020 грузовых вагонов показала по рассмотренным ресурсным показателям вполне приемлемые результаты и после небольших доработок может использоваться в грузовых вагонах Украины и других стран СНГ.

О возможности применения конечно-элементного анализа при ударном нагружении крышки разгрузочного люка

Пастернак Н. А., Кирильчук О. А., Кебал И. Ю., ДНУЖТ,
Дзюба А. А., ДГУ имени О. Гончара, Днепропетровск, Украина

In this paper we investigate the possibility of calculating the gondola hatch during loading of a falling weight.

В «Нормах расчета и проектирования вагонов...» оценка прочности узлов и деталей вагонов основана на расчетах при квазистатическом их нагружении максимально возможными силами. Для определения сил используются результаты теоретических или экспериментальных исследований ударного нагружения вагонов.

Ударные нагрузки связаны с выполнением погрузочно-разгрузочных работ. «Нормами расчета и проектирования вагонов...» предусмотрена проверка прочности элементов крышки люка полувагона при падении ее на упоры при разгрузке, при падении кускового груза на закрытую крышку и при падении отдельных кусков груза. Для этих условий нагружения не указаны величины нормативных сил и нет методики нормативного определения их.

Максимальные напряжения и перемещения при ударных нагрузках можно определить на основе энергетического метода. Учитывая механические свойства материала можно оценить скорость распространения волны напряжений и отражение ее от поверхностей конструкции. Но это относится к расчетам на ударные нагрузки простых конструкций. Крышка люка имеет сложную конструкцию. Поэтому для расчетов в этих случаях требуется вычислительная программа для решения нелинейных задач.

Расчеты выполнены на примере конструкции крышки люка полувагона. Плоский лист крышки подкреплен обвязкой, состоящей из двух продольных балок и четырех поперечных. Подвешивается крышка к раме полувагона петлями и кронштейнами. В продольных балках

выполнены отверстия для монтажа торсиона. Здесь указаны те элементы крышки люка, которые учитываются в расчетной модели.

Расчетная модель крышки люка включает 34725 элементов и 68093 узлов. Граничные условия – закрепления кронштейнов и петель.

В расчете приняты следующие условия. Всем деталям крышки заданы одинаковый предел текучести 295 МПа, т.е. минимальный среди низколегированных сталей используемых в вагоностроении. Глыба неправильной геометрической формы, образованная плоскими гранями. Ее масса равна 150 кг. Падение глыбы задано так, чтобы ее положение на крышке люка было неустойчивым. Механические свойства глыбы приняты усредненные для сыпучих грузов, перевозимых в полувагонах. Высота падения глыбы 3 м при начальной скорости равной нулю.

В результате расчетов получено распределение напряжений в элементах крышки люка в зависимости от времени и остаточные напряжения после затухания волн деформаций.

Влияние температурного нагружения колеса на напряженно-деформированное состояние диска

Пастернак Н. А., ДНУЖТ, Рослик А. В., Зигура А. А.,
ОАО «Интерпайп НТЗ», Днепропетровск, Украина

The results of theoretical investigations of car wheel on the higher heat loads during deceleration.

Надежность и долговечность вагонного колеса зависит от многих факторов, которые проявляются при его изготовлении и в эксплуатации. Одним из наиболее опасных дефектов колеса являются изломы диска. Причинами возникновения трещины являются неравномерные деформации обода приводящие к появлению и дальнейшему накоплению остаточных напряжений на поверхностях диска. Деформации обода возникают от высоких перегрузок колеса при наличии дефектов на поверхности катания колеса, при возможных неисправностях вагона и пути. Значительные деформации обода могут возникать и при тепловом нагреве его при колодочном торможении.

Тепловое нагружение колес на стадии проектирования учитывается стандартом Ассоциации американских железных дорог AAR S-660. Прочность колеса оценивается уровнем напряжений, возникающих от механических нагрузок и теплового потока, прикладываемого к поверхности катания колеса.

Европейским стандартом EN 13979 предусмотрена оценка прочностных показателей от комбинаций внешних нагрузок, а тепловое нагружение используется для определения остаточных деформаций и остаточных напряжений в ободе колеса.

В работе анализируются результаты расчетов колеса ГОСТ 9036-88 по методикам выше приведенных стандартов. Показано, что тепловое нагружение колеса значительно влияет на напряженно-деформированное состояние диска колеса.

В переходных зонах диска возле ступицы и обода могут возникать остаточные напряжения.

Положення залізничної колії в плані в зоні переходу від прямої до кругової кривої

Патласов О. М.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

Defined by the equation in terms of railway track in the area of transition from the straight path to a circular curve.

Як відомо при русі рухомого складу по круговим кривим з певним радіусом R виникають горизонтальні поперечні прискорення, що пропорційні квадрату швидкості та зворотно пропорційні радіусу кривої. Для компенсації цих прискорень влаштовується підвищення зовнішньої рейкової нитки. При переході рухомого складу з прямої ділянки в кругову криву з радіусом R раптово виникають бічні горизонтальні сили. Для попередження раптової появи цих сил, для поступового відводу підвищення зовнішньої рейки та відводу ширини колії влаштовують перехідні криві зі змінною кривизною $k=1/\rho$, де ρ - змінний радіус цієї кривої. В межах перехідної кривої поточне підвищення h зовнішньої рейки повинно бути пропорційне поточному значенню кривизни.

На залізницях України в окремих випадках у відповідності до ДБНУ В.2.3-19-2008 «Споруди транспорту. Залізничні колії 1520 мм. Норми проектування» та «Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України» (ЦП-0138) Державної адміністрації залізничного транспорту України перехідні криві можуть не влаштовуватися. Так при експлуатації ділянок колії, де встановлена швидкість до 120 км/год перехідні криві не є обов'язковими при сполученні прямої ділянки з круговою кривою при радіусах кругових кривих 3000 м та більше, а на ділянках колії, де встановлена швидкість понад 120 км/год до 140 км/год (включно) – при радіусах кривих 5000 м та більше.

Однак одним з критеріїв визначення допустимих швидкостей руху поїздів є наростання непогашеного прискорення, яке може відбуватися в тільки в межах перехідної кривої. Таким чином в таких кривих виникають проблеми з визначення допустимих швидкостей руху поїздів.

Слід зазначити, що результати аналізу стану сполучень прямих з круговими кривими показують фактичну наявність перехідних кривих. Вже в момент укладання залізничної колії при переході від прямої ділянки до кругової фактично «самостійно» влаштовується перехідна крива.

«Самостійна» поява перехідної кривої обґрунтовується теоретичними розрахунками. При вигині рейко-шпальної решітки в круговій кривій в неї виникають згинаючі моменти. В прилеглий прямій ділянці колії такі згинальні моменти відсутні. Враховуючи, що в точці переходу від прямої до кругової кривої відсутні зосереджені моменти, згинаючі моменти змінюються поступово. Виходячи з положень будівельної механіки при зміні моменту відбувається зміна кривизни. Математичне рівняння такої перехідної кривої можна отримати розглядаючи рейко-шпальну решітку як балку, що взаємодіє з суцільною порожньою основою з двобічними реакціями. При цьому рівняння перехідної кривої визначається шляхом розв'язання диференційного рівняння четвертого порядку. Постійні диференціювання знаходяться виходячи з граничних умов:

- горизонтальні переміщення в кінці перехідної кривої та в межах кругової кривої дорівнюють нулю;
- згинальний момент на початку перехідної кривої дорівнюється нулю;
- згинальний момент в кінці перехідної кривої та в межах кругової кривої є постійним та залежить від радіуса кругової кривої.

Отримане рівняння перехідної кривої дозволяє вирішувати питання відводу підвищення, визначати наростання непогашеного прискорення та встановлювати допустимі швидкості руху поїздів.

Адаптация оценки состояния пути к требованиям стран Евросоюза при проведении испытаний воздействия подвижного состава на путь

Патласов А. М., Уманов М. И., ДНУЖТ, Днепропетровск,
Бабенко А. И., ЦП УЗ, Куклишин О. А., СТЖДТ, Киев, Украина

Shows the possibility of adapting assessment of railway track to the requirements of European standards

Согласно памятке МСЖД UIC 518 (четвертая редакция 2007 года) и стандарту Украины ДСТУ UIC 518, соответствующему первой редакции UIC 518 (издания 1995 года), при проведении официальных испытаний подвижного состава по воздействию на железнодорожный путь геометрическое состояние последнего определяется тремя уровнями качества:

Q № 1 – оценка, которая требует наблюдения за состоянием пути или обычного цикла плановых работ по содержанию и ремонту;

Q № 2 – оценка, которая предусматривает кратковременные работы по содержанию и ремонту;

Q № 3 – оценка, при которой отрезок пути исключается из анализа данных, так как его геометрическое качество не соответствует стандартному уровню качества. Такая оценка не соответствует наиболее неблагоприятному состоянию содержания пути и остается допустимой.

Качество пути оценивается по стандартным отклонениям его геометрических характеристик и по максимальным пиковым отклонениям параметров от нормативных значений. Учитывая определенные различия между измерительными средствами различных стран, в выше указанных документах приводятся коэффициенты приведения для большинства стран.

К сожалению, оценка состояния пути в Украине (и в остальных странах СНГ) оценивается несколько другим способом. У нас все отклонения получают условный балл в зависимости от величины отклонения от нормативного значения. Величина условного балла изменяется в зависимости от величины отклонения не пропорционально.

Имеющиеся в Украине путеизмерительные вагоны, в принципе, позволяют оценивать состояние пути способом, описанным в UIC 518, с некоторыми дополнениями.

Нами в качестве базы для расчета предлагается использовать горизонтальный отрезок длиной 100 м, который линейно аппроксимирует конкретный геометрический параметр пути (ГПП) и в середине которого рассчитывается отклонение. Этот отрезок двигается по пути от начала участка до его конца и при этом выполняется расчет среднеквадратического отклонения (СКО) ГПП.

Эти данные, в принципе, позволяют не только оценивать состояние пути для проведения испытаний, но и планировать выполнение путевых работ, а также оценивать качество выполнения ремонтных работ.

Для приведения различных ГПП к единому показателю целесообразно использовать индекс качества пути (ИКП). При этом весовые коэффициенты для соответствующих СКО могут быть получены из условия равноценности вклада каждого СКО в величину ИКП.

Путем сопоставления измеряемых показателей в странах ЕС с показателями, получаемыми на путеизмерительных вагонах, используемых в Украине (и др. странах СНГ), можно получить соответствующие переходные коэффициенты и оценивать состояние железнодорожного пути в соответствии с требованиями ДСТУ UIC 518.

Определение надёжности тягового подвижного состава

Петренко В. Л.,
ВГТУ, Вильнюс, Литва

The article examines the main reliability parameters for locomotives: the average number of faults, the rate of faults and probability for runs having no faults. The new algorithm to assess the locomotive maintainability factors and to make the defining results more precise on the basis of statistical data processing is suggested in this article. The article presents the methods to define the margins for traction rolling stock spare parts nomenclature groups.

Надёжность – это один из основных качественных параметров различных технических систем. Надёжность тягового подвижного состава – это свойство локомотива, дизельно-

го или электрического поезда выполнять заданные тяговые функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течении определенного периода работы.

Непосредственно определить надёжность тягового подвижного состава невозможно, поэтому характеристики надёжности локомотивов описывают количественные и комплексные показатели надёжности. На первом этапе, при исследовании надёжности, определяется план наблюдений и по результатам статистических наблюдений, определяется закон распределения неисправностей и подбираются выражения для определения требуемых показателей надёжности.

В статье описывается создание информационно-статистической базы данных, для сбора, хранения и анализа данных о неисправностях, пробегах и периодических ремонтах тягового подвижного состава. Так же созданная база данных используется для обработки статистической информации и определения основных показателей надёжности локомотивов различных серий.

Используя собранную и обработанную статистическую информацию по неисправностям и пробегам тягового подвижного состава, были рассчитаны основные показатели надёжности локомотивов. Так, например среднее количество отказов для грузовых локомотивов в исследуемый период достигало 79 отказов на один локомотив. Частота отказов для грузовых локомотивов составляла 171 отказ на 1 млн. км. При пробеге грузовых локомотивов 44 тыс. км, вероятность безотказной работы практически достигала нулевого уровня.

В исследуемой группе локомотивов эксплуатировались тепловозы с различным общим пробегом, а значит и различного уровня надёжности локомотивы, так же этим локомотивам периодически производились различные осмотры и ремонты. Поэтому, желая точно определить уровень надёжности локомотивов, надо учесть влияние этих эксплуатационных факторов. В статье описывается алгоритм определения надёжности локомотивов, который учитывает влияние общего пробега локомотивов и влияние основных периодических ремонтов.

Если точно известен уровень надёжности тягового подвижного состава, можно успешно решить различные практические проблемы локомотивного хозяйства, например проблему структуризации снабжения запястными частями – из достаточно большого числа номенклатурных групп запасных частей, выделить основные, оптимизация которых должна производиться в первую очередь. В статье описывается метод определения границ номенклатуры запасных частей, который позволяет структуризировать запасные части с учетом потребности в запасных частях и затрат на их покупку, ремонт подвижного состава, расходы на хранение, убытки от простоя локомотивов и другие факторы, которые зависят от приоритетов предприятия.

Вбудована система контролю букс вантажних вагонів

Петухов В. М.,
УкрДАЗТ, Харків, Україна

The built-in test equipment of inspection of car box of freight carriages is worked out, that carries out the continuous monitoring of the technical state of knot and allows to inspection such parameters as a temperature of neck of axis, integrity of the butt-end fastening, frequency of rotation of wheel pair. The conducted tests confirmed possibility of application of built-in test equipment with wireless communication of data for the boxes knots of freight carriage.

Нові конструкції ходових частин, оснащені різними типами підшипників, мають свої особливості температурного режиму й значно відрізняються друг від друга, що утрудняє розпізнавання несправних букс на ходу поїзда системами теплового контролю.

Необхідність підвищення якості контролю буксових вузлів обумовлена вимогою забезпечення безпечної експлуатації вагонів з метою раннього виявлення дефектів і попередження раптової відмови букс.

За результатами аналізу сучасних технічних засобів і методів контролю буксових вузлів, досвід передових країн, тенденції розвитку буксових вузлів, а також з огляду на сучасний рівень розвитку техніки, зокрема мікроелектроніки, безпроводних технологій передачі даних, був зроблено висновок про те, що найбільш прийнятним методом контролю цього відповідального вузла повинен стати метод безпосереднього контролю, тобто буксові вузли вагонів повинні бути оснащені вбудованими системами контролю. Це значно підвищує вірогідність і оперативність контролю, а також створює передумови для виходу буксового вузла у ремонт по його технічному стану.

На кафедрі «Вагони» УкрДАЗТ була розроблена вбудована система контролю букс вантажних вагонів, що здійснює безперервний моніторинг технічного стану вузла та дозволяє контролювати такі параметри як температура шийки осі, цілісність торцевого кріплення, частоту обертання колісної пари. Конструкція буксового вузла при цьому не змінялася.

Наявність таймера й внутрішньої пам'яті у пристрою дозволяє використати накопичену інформацію про попередні стани вузла, причому через рівні проміжки часу. Це уможливорює спрогнозувати залишковий ресурс буксового вузла в передвідмовному стані під час руху, виражений у відстані або в часі, використовуючи метод на основі аналізу часового ряду.

Такий прогноз дозволить прийняти обґрунтоване рішення про режим руху поїзда, з неодмінним забезпеченням безпеки руху.

Натурні випробування, що були проведені на станції Основа Південної залізниці кафедрою «Вагони» УкрДАЗТ сумісно з фахівцями служби вагонного господарства Південної залізниці та вагонного депо Основа підтвердили можливість застосування вбудованих засобів з безпроводною передачею даних для контролю буксового вузла вантажного вагона.

Динамическая достаточность магнитолевитирующего поезда

Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М.,
«Трансмаг», Днепропетровск, Украина

The checking technique of high-speed magnetically suspended train's dynamic sufficiency is developed. Methods of the sets theory are used. The area of potential dynamic sufficiency of a train is under construction. Further the area of expected parameters of a situation which was realized comes to light. The train is considered dynamically sufficient in zones of overlapping of the specified areas. Efficiency of an offered technique is shown on an example of a train's speed increase research.

Магнитолевитирующий поезд (МЛП) является большой, сложной динамической системой, основным критерием результирующей потребительской оценки которой является качество движения её механической подсистемы. Это движение реализуется в условиях непредсказуемого изменения обстановки и, для сохранения целенаправленности, должно приспособляться к ней. Двигательная задача МЛП по сути своей представима синтетическим единством подзадач перемещения между априори заданными точками пути при соблюдении некоторых (в идеале — экстремальных) законов, а также отсутствия наездов на препятствия и иных аварийных ситуаций. Первая из указанных подзадач обычно именуется навигационной, а вторая — подзадачей безопасности движения. Навигационная подзадача МЛП разрешима с использованием терминальных, а также дифференциально-игровых принципов управления. При решении же подзадачи безопасности движения рационально использовать метод линий безопасности.

Адаптация движения поезда к обстановке возможна лишь в пределах динамической достаточности системы, под которой понимается её обеспеченность ресурсами, удовлетво-

ряющая потребности натурной реализации требуемых движений. Поэтому наличие этих ресурсов является абсолютно необходимым условием фактического сохранения искомой целенаправленности динамики МЛП, а верификация упомянутой достаточности – важнейшим компонентом исследования такой динамики.

Движение МЛП, как правило (за исключением нештатных, аварийных ситуаций), представимо происходящим в пределах ряда типовых эксплуатационных режимов. В каждом из них, в общем случае, как параметры возможных реализующихся ситуаций, так и их ограничения могут существенно различаться. Поэтому минимально достаточна трёхэлементная структура процесса верификации динамической достаточности поезда. Её основной функциональный блок соотносит потенциально возможные параметры решений с параметрами, требуемыми (при реализовавшейся обстановке) для исполнения желаемой динамики артефакта. Этот блок должен обслуживаться двумя иными блоками. Один из них строит область потенциальной динамической достаточности поезда. Вторым обслуживающий блок выявляет, в результате анализа предполагаемых ситуаций движения МЛП, области их ожидаемых параметров. Поезд фактически динамически достаточен в зонах перекрытия указанных областей (потенциальной достаточности и ожидаемых параметров ситуации).

Эффективность использования предлагаемой методики верификации динамической достаточности МЛП проиллюстрирована результатом соотнесения его области потенциальной динамической достаточности и ожидаемых параметров ситуации в режиме разгона поезда. Расчёт проведен с использованием построенной компьютерной модели взаимодействия автономной тяговой электромагнитной подсистемы артефакта с его механической подсистемой. В качестве параметров обстановки приняты, актуальные для рассматриваемого режима, скорость поезда и сила тяги его линейного синхронного двигателя.

Анализ результатов описанной тестовой реализации предлагаемой методики свидетельствует о её высокой эффективности, наглядности, а также низкой ресурсоёмкости. Поэтому указанная методика с успехом может использоваться в процессе динамических исследований, в том числе, МЛП.

Создание высокотехнологичного производства на ОАО «РУЗХИММАШ» – гарант повышения качества, надежности и конкурентоспособности выпускаемого грузового подвижного состава железных дорог

Прилуцких В. Ф., Гуня В. Е., Мишин В. М., Романова А. А.,
ФГБОУ ВПО ПГУПС, НПФ «Техвагонмаш», ОАО «Ружхиммаш»,
Санкт-Петербург, Россия

The creation principles of high-technology production on «Ruzhim mash» public corporation are presented in paper. Such manufacture provides increased quality, reliability and competitive ability of produced railway rolling stock.

В рамках комплексного проекта «Разработка и создание высокотехнологичного производства инновационного грузового подвижного состава железных дорог» Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Петербургский государственный университет путей сообщения» ведет разработку 4-х новых типов грузовых вагонов и 3-х новых моделей тележек грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм для производства на ОАО «Ружхиммаш».

Одним из соисполнителей комплексного проекта в части разработки технологии изготовления и построения производства является Научно-производственная фирма «Техвагонмаш», имеющая большой накопленный опыт в технологии вагоностроения. Все лучшее передовых предприятий Европы фирма внедряет в свои разработки.

В условиях рынка успешная работа предприятия-изготовителя обеспечивается выпуском конкурентоспособной, качественной продукции и наличием возможности быстрой пере-

наладки типовых производственных линий на выпуск разных моделей вагонов. Эти условия и легли в основу разработки технических заданий и технологий в данном комплексном проекте.

Максимальное применение станков с ЧПУ, роботизированных сварочных комплексов, позволяющих свести к минимуму влияние человеческого фактора на качество и производительность, переналаживаемого оборудования, позволяющего переход на производство других моделей в течение нескольких часов, значительное уменьшение транспортных операций и рациональное использование площадей гарантирует уменьшение затрат и увеличение производительности на производстве и главное является гарантом повышения качества, надежности и конкурентоспособности выпускаемого грузового подвижного состава железных дорог.

Численное моделирование эксплуатационной нагруженности экипажных частей локомотивов

Протопопов А. Л., Красюков Н. Ф., Шашкова Е. В.,
ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

Computer simulation was produced for movement of the model of the diesel locomotive “2ТЭ25А” unit along the railway track with irregularities in consideration of the elasticity of bogie frames. Statistical distribution of dynamic amplitudes of stresses in the frame has been obtained. Comparison of the simulation results with the results of the diesel locomotive running tests confirms the possibility of investigation of dynamic and strength processes using the virtual models.

Данные о нагруженности конструкций подвижного состава для последующего расчета их долговечности могут быть получены как экспериментальным путем, так и созданием динамических моделей экипажей для компьютерного моделирования их динамики. При этом расчётная модель должна достаточно полно отражать реальные свойства исследуемого объекта, учитывать фактический спектр эксплуатационных нагрузок. В данной работе объектом моделирования был выбран магистральный грузовой двухсекционный тепловоз 2ТЭ25А.

Модель секции тепловоза построена с использованием программного комплекса динамического моделирования механических систем железнодорожного транспорта MSC.ADAMS-Rail в виде системы абсолютно твердых и упругих тел (рама тележки), связанных шарнирами и силовыми элементами.

Расчитаны осциллограммы динамических напряжений в раме моделированием движения модели тепловоза со скоростями от 40 до 120 км/ч в прямых участках железнодорожного пути.

Для моделирования путевых воздействий на экипаж использовались натурные боковые и вертикальные неровности прямых участков пути (на которых проводились ходовые испытания), полученные обработкой данных вагона-путеизмерителя.

Осциллограммы схематизировались методом «дождя». Для всего диапазона скоростей, учитывая их среднестатистическое распределение, по результатам схематизации построены суммарные гистограммы статистического распределения амплитуд напряжений.

Сравнение спектральных плотностей осциллограмм и суммарных гистограмм статистического распределения амплитуд напряжений, полученных по результатам моделирования и испытаний тепловоза 2ТЭ25А, проведенных ОАО «ВНИКТИ», показало их удовлетворительную сходимость, что подтверждает возможность исследования динамико-прочностных процессов на виртуальных моделях.

Полученное распределение амплитуд напряжений можно применять для прогнозирования ресурса на этапе проектирования новых экипажей.

Результати оцінки надійності залізничних залізобетонних шпал в умовах швидкісного руху поїздів

Пшінько П. О.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The report consist the results of research the reliability of structures of Ukrainian railway reinforced concrete ties for high-speed trains.

Однією зі складових забезпечення безпеки пасажирів в умовах швидкісного руху поїздів є надійність елементів залізничної колії.

В рамках наукових роботи Спеціалізованого проектно-конструкторського технологічного бюро залізничного транспорту «Інфратранспроєкт-ДПТ» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (БЮРО) були проведені дослідження з метою визначення надійності існуючих конструкцій залізничних залізобетонних шпал для умов швидкісного руху поїздів.

Для визначення надійності залізобетонних шпал були виконаний як розрахунок математичної моделі шпали за методом кінцевих елементів, так і ймовірнісний розрахунок, результати яких були використані при визначенні характеристик безпеки показників витривалості та тріщиностійкості залізобетонних шпал.

В результаті розрахунку було встановлено, що одна з найбільш розповсюджених конструкцій залізничних шпал, а саме залізобетонна попередньо напружена залізобетонна шпала типу СБЗ-0 не відповідає показникам прийнятого в нормативних документах показника рівня надійності за тріщиностійкістю елементів – 0,95. Цей факт може призвести як до надмірних витрат на експлуатацію залізничної колії, так і до інших негативних наслідків.

Відповідно фахівцями БЮРО була проведена робота щодо удосконалення конструкції даної шпали. В результаті роботи була одержана конструкція шпали, що задовольняє умовам швидкісного руху поїздів і може експлуатуватись у верхній будові колії на протязі всього нормативного терміну служби.

За результатами роботи подано заявку щодо оформлення патенту на корисну модель та плануються промислові випробування розробленої конструкції залізобетонних шпал.

Результати теоретичних досліджень напружено-деформованого стану залізничних залізобетонних шпал від впливу динамічних навантажень швидкісного рухомого складу

Пшінько П. О.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The report provides theoretical investigation results of the of the stress-strain state of concrete railway sleepers for high-speed train movements.

Міцність та надійність елементів верхньої будови колії є однією з характеристик, що безпосередньо впливають на безпеку пасажирів в умовах прискореного та швидкісного руху поїздів.

В Спеціальному проектно-конструкторському технологічному бюро залізничного транспорту «Інфратранспроєкт-ДПТ» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна розроблена математична модель динамічного навантаження різних типів конструкцій залізничних залізобетонних шпал.

Також розроблена комп'ютерна програма, що дозволяє визначити напружено-деформований стан конструкцій залізобетонних шпал від впливу динамічного навантаження

різних типів рухомого складу. При цьому враховані навантаження як гармонічні, так і ймовірнісного характеру.

Результати теоретичних досліджень співставленні з експериментальними даними, що були отримані в ході проведення динамічних випробувань з впливу на колію швидкісного рухомого складу. Співставлення результатів доводить відмінну збіжність експериментальних даних та результатів розрахунку, що свідчить про адекватність як розрахункової моделі, так і комп'ютерної програми для моделювання напружено-деформованого стану елементів верхньої будови колії.

Таким чином, розроблені математична модель та комп'ютерна програма можуть застосовуватись для оцінки динамічних навантажень на залізобетонні шпали від різних видів рухомого складу в умовах швидкісного руху поїздів.

Аналіз вимушених коливань залізничних мостів з нерівностями рейкової колії

Распопов О. С., Артьомов В. Є., Попов А. В.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Метою дослідження є реалізація методів прямого інтегрування для розрахунку вимушених коливань балкової прогонової будови з урахуванням впливу ексцентриситету рейкової колії на її напружено-деформований стан. Класичні рівняння просторового руху твердого тіла представлено у вигляді нелінійних динамічних рівнянь Ньютона-Ейлера для вузлів прогонової будови, а динамічний вплив рухомого навантаження ураховується за допомогою системи зосереджених силових факторів, які рухаються на встановленій швидкості. Ексцентриситет рейкової колії безпосередньо моделюється траєкторією руху навантаження, яка зміщена в просторі відносно осі моста на відстань до 10 см. Заключному аналізу підлягають залежності параметрів напружено-деформованого стану споруди від величини ексцентриситету та швидкості руху навантаження.

За результатами роботи отримано наступні висновки. Моделі, які прийняті для проведення чисельних експериментів, є уточненими динамічними моделями на основі рівнянь просторового руху твердого тіла в формі Ньютона-Ейлера, в поєднанні з методом скінченних елементів. Результати чисельних експериментів мають теоретичний характер і можуть бути використані в разі виникнення ситуацій, не передбачених нормативними документами, настановами, інструкціями. Зокрема, результати роботи можуть бути використані для корегування режимів руху швидкісних поїздів на штучних спорудах із залізобетонними балковими прогоновими будовами з наявним ексцентриситетом, величина якого перевищує відповідне нормативне значення.

Розроблена методика дозволяє проводити статичні розрахунки методом класифікації для визначення вантажопідйомності прогонових будов з урахуванням уточненого динамічного впливу рухомого навантаження. Для визначення величини тимчасового навантаження не використовуються нормативні динамічні коефіцієнти, а рівномірно розподілене навантаження замінюється системою зосереджених динамічних зусиль.

На балкових мостах з двома головними балками та плитою баластового корита із зміщенням рейко-шпальної решітки в горизонтальній площині (ексцентриситет) до 1 см швидкість руху вантажних поїздів може бути встановлена в межах 15...90 км/год, пасажирських – 15...180 км/год, та від 250 км/год. На балкових мостах з двома головними балками та плитою баластового корита з ексцентриситетом рейкової колії 1...5 см, швидкість руху вантажних та пасажирських поїздів може бути встановлена від 15 км/год. З метою запобігання розвитку резонансних напружень в елементах мостової конструкції швидкість руху пасажирських поїздів не повинна знаходитись в діапазоні 290...310 км/год.

Исследование колебаний якоря тягового электродвигателя с устройствами динамической балансировки

Расулов Ш. С.,
ТашИИТ, Ташкент, Узбекистан

In article it is offered numerical researches of a new design of a shaft of an anchor of the traction electric motor of electric locomotive ВЛ-80с with devices of dynamic balancing under the Patent of Republic Uzbekistan IAP № 03727 on the invention.

При создании подвижного состава нового поколения, а также для безопасной эксплуатации существующего одной из первоочередных задач является обеспечение прочной и надежной конструкции якорей тяговых электрических двигателей (ТЭД) электровозов и их опорных креплений с целью продления срока эксплуатации.

По данным локомотивной службы ГАЖК «Узбекистон темир йуллари» за 2005...2011 гг. (по депо «Узбекистан») установлено, что в целом отказы электровозов распределяются следующим образом: наиболее часто отказывают электрооборудование и тяговый электродвигатель (соответственно 33% и 30% всех отказов); на вспомогательное оборудование и экипажную часть приходится соответственно 18 и 12 % всех отказов.

Поэтому на данный момент вопросы повышения надежности работы имеющихся в эксплуатации электровозов путем модернизации отдельных конструктивных узлов при капитальном ремонте с продлением срока полезного использования, являются актуальным. В связи с этим создание надежной конструкции якорей тяговых электрических двигателей (ТЭД) электровозов является одной из основных задач для Республики Узбекистан. Кроме того, разработка новой методики расчета колебаний якорей ТЭД с устройствами динамической балансировки с использованием новых численных технологий (на базе метода кусочно-линейной аппроксимации) является актуальным, так как позволит наиболее точно оценивать их напряженно-деформированное состояние и ресурс в процессе эксплуатации.

Методика исследований включает в себя анализ систем дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих изгибно-крутильные колебания сечений якорей ТЭД с учетом гармонического воздействия и варьирования условиями опорного закрепления, решение которой осуществляется методами операционного исчисления Лапласа и дальнейшего использования метода итераций на ЭВМ на базе метода Фурье, составление алгоритма, блок-схемы и проведение численных исследований.

Для исследования колебаний якоря тягового электродвигателя с устройствами динамической балансировки была разработана новая конструкция вала ТЭД электровоза, на которую был получен Патент Республики Узбекистан № 03727 на изобретение.

Предлагаемая модернизируемая конструкция вала якоря ТЭД электровоза ВЛ-80с выполняется следующим образом: на вал якоря тягового электрического двигателя, вращающийся в упорных подшипниках относительно неподвижного корпуса тягового электродвигателя, перед напрессованной шестерней, необходимой для передачи вращения вала на коленчатую передачу, установлен пакет упругих кольцевых элементов (не менее 2-х) конической формы из материала с упруго-деформирующими свойствами, например, металла, причем их наружные поверхности выполнены со стороны канавок корпуса коническими, а сами кольца – разрезными. Для дополнительного демпфирования изгибных колебаний по внутренней стороне внутреннего кольца установлена коническая пружина с опорой также на неподвижное основание корпуса электродвигателя.

Установка пакета упругих кольцевых элементов позволит гасить или демпфировать не только крутильные удары и воздействия, для чего служат обычные подшипниковые опоры для валов существующих конструкций, но и изгибные нагрузки. А это в целом позволит повысить надежность и долговечность якорей в целом, расширить область возможных гасимых нагрузок, увеличить эффект демпфирования или гашения.

Дослідження впливу змін конструкції надресорної будови візка на динамічні якості вагону

Резнік Д. О.,
ІТМ НАНУ і НКАУ, Дніпропетровськ, Україна

The report presents the investigation results of the effect of truck bolster structure modification on the car dynamic performance. Simulation of 20 model types with various side bearings and body center plate diameters was carried out. Based on the simulation results the most rational variants of models were chosen.

Протягом останніх 50 років на залізницях України використовуються візки серійної моделі 18-100, які мають як переваги (простота конструкції, технологічність в ремонті, невисока вартість виготовлення), так і суттєві недоліки (низькі динамічні якості, мала швидкість руху, низькі показники надійності). Тому протягом останнього десятиліття інтенсивно проводяться роботи по внесенню конструктивних змін до візків вантажних вагонів. Адже ефективність, конкурентоспроможність українських залізниць, безпека рухомого складу, швидкість доставки вантажів та рівень експлуатаційних витрат в значній мірі залежать від конструкції і стану візків.

У роботі було проведено дослідження для декількох видів змін конструкції надресорної будови візка. Основною пропозицією стало збільшення діаметру п'ятника з 300 мм до 350 мм. Це обумовлено тим, що постійне збільшення вантажопотоків країни приводить до нестачі вантажних вагонів, тому необхідним стає підвищення їх вантажопідйомності. Крім цього діаметр 350 мм було обрано із міркувань конструкційних можливостей візка. Адже подальше збільшення діаметру п'ятника призводить до значних конструкційних змін візка, а також до значних матеріальних та фінансових витрат, що є небажано.

Моделювання проводилося в програмному комплексі «Универсальный механизм». Модель вантажного вагону була представлена у вигляді механічної системи з 23 твердих тіл (кузова вагону, двох надресорних балок, чотирьох бокових рам, чотирьох ковзунів, чотирьох колісних пар та восьми клинів), з'єднаних пружно-дисипативними елементами.

Під час моделювання розглядалися 20 типів моделей вантажних вагонів з серійними візками моделі 18-100 та з модернізованими, які відрізнялися між собою типом ковзунів та діаметром п'ятника. Порівнювалися динамічні якості порожнього та навантаженого вагонів зі стандартними серійними візками моделі 18-100 з діаметром п'ятника 300 мм та зі збільшеним діаметром до 350 мм, а також модернізованими візками моделі 18-100 з різними типами ковзунів та різним діаметром п'ятника. Використовувалися для порівняння такі типи ковзунів як: Preload Plus 4500 LT та Preload Plus 5600 LT компанії Amsted-Rail, ISB-12C (RB27) та ISB-12C (RB56) компанії A. Stucki.

Порівнюючи одержані результати моделювання в загальному вигляді, можна підкреслити, що найкращі динамічні якості серед навантажених та порожніх вагонів має вагон з модернізованими візками, обладнаними ковзунами моделі PLP 5600 LT. Крім цього, важливо відмітити, що збільшення діаметра п'ятника для даного типу візка залишило динамічні якості майже без змін, це можна пояснити тим, що відношення величини попереднього навантаження ковзунів візка до його повного статичного навантаження близьке до 80%. Для вагонів з серійними візками моделі 18-100 збільшення діаметру п'ятника мало помітним вплив на кут бокової качки кузова порожнього вагону. Збільшення діаметру п'ятника до 350 мм привело до зменшення середнього максимального кута бокової качки кузова вагону на 4%.

Оценка устойчивости движения железнодорожных экипажей с помощью теории возмущений

Рейдемейстер А. Г.,
ДИИТ Днепропетровск, Украина

Eigenvalues of an equation describes vehicle oscillations in a horizontal plane are obtained as small correction to Klingel values $= \pm iV(n/rb)^{1/2}$. That permits to calculate a stability domain in a vehicle parameter space.

О характере движения экипажа после потери устойчивости во многих случаях можно составить представление, опираясь на клингелевское описание поведения колесной пары – в отсутствии проскальзываний на контакте колес и рельсов она совершает гармонические колебания с частотой $\omega = V(n/rb)^{1/2}$ (V – скорость движения, n – уклон поверхности катания). Так же ведут себя и тележки, как 3-элементная (если пренебрежимо малы силы, препятствующие взаимному влиянию боковых рам и надрессорной балки), так и тележка для пассажирских вагонов с жесткой рамой (если поперечная и продольная жесткости упругих элементов в буксовых узлах велики, выражение для частоты несколько отличается от приведенного выше). Учет сил псевдоскольжения и сил в рессорном подвешивании приводит к тому, что собственные числа описывающей колебания экипажа линейной системы уравнений отклоняются от «клингелевских» значений $p = \pm i\omega$. Как правило, поправка δp невелика, и ее можно вычислить с помощью теории возмущений. В простейшем случае выражение для δp выглядит следующим образом:

$$\delta p = - \frac{\lambda^T (Mp^2 + Bp + C)\rho}{\lambda^T F\rho},$$

где M — матрица инерциальных коэффициентов; C, B — матрицы коэффициентов жесткости и вязкости рессорного подвешивания; F, K — матрицы, описывающие взаимодействие колес и рельсов. Все они входят в уравнения движения экипажа

$$M\ddot{q} + (B + F)\dot{q} + (C + K)q = 0.$$

Векторы λ, ρ представляют собой левый и правый собственный векторы «клингелевской» системы

$$F\dot{q} + Kq = 0.$$

Для одиночной колесной пары (тележки) вычисления сделать нетрудно, для экипажа в целом они становятся сложнее (в т. ч. концептуально, исходную систему уравнений приходится подвергать дополнительным преобразованиям), но остаются обозримыми. Погрешность составляет от нескольких до 20...30% (относительно точного значения малой поправки δp), величина критической скорости в рассмотренных случаях найдена с точностью до 10 км/ч. С помощью этого подхода построена область устойчивости в пространстве параметров для 4-осного грузового вагона с 3-элементными тележками.

Модернизация вагона-платформы для автомобилей модели 11-835-01 с целью включения его в состав пассажирского поезда

Рейдемейстер А. Г., Шатунов А. В., Кирильчук О. А., Шикунев А. А.,
Сороколет А. В., Шатунова Д. А., ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Modernization of a freight car model 11-835-01 (it transports cars) for using in passenger trains with velocity up to 160 km/h. It replaced freight bogies model 18-100 with passenger ones and weakened a car frame. Strength of a car body after modernization has been estimated.

Разработана схема модернизации вагона-платформы для перевозки автомобилей модели 11-835-01, призванная обеспечить возможность его эксплуатации в составе пассажирского поезда со скоростями движения до 160 км/ч. Для этого тележки модели 18-100 нужно заменить на более высокие тележки КВЗ-ЦНИИ и провести под вагоном электрический кабель. Оба этих мероприятия повлекли за собой ослабление балок рамы.

Чтобы тележка могла поворачиваться под кузовом в кривых малого радиуса, предложено выполнить прямоугольные вырезы на нижнем листе шкворневой балки (под серьги люлечного подвешивания), а для прокладки электрических кабелей пришлось сделать несколько отверстий в стенках шкворневых и хребтовой балках. Таким образом, рама вагона оказалась ослабленной.

Выполнен расчет на прочность в соответствии с «Нормами для расчета и проектирования вагонов...». С помощью конечноэлементной модели кузова вагона определены напряжения, вызванные нагрузками I и III расчетных режимов. Напряжения возле отверстий и вырезов, сделанных при модернизации, возрастают на 30-100 МПа, оставаясь меньше допускаемых. Наименьшая разница между расчетными и допускаемыми напряжениями отмечена на краю отверстий в шкворневой балке – 4,4% (263 МПа, при допускаемых 275 МПа), в остальных случаях она намного больше, что свидетельствует о безопасности изменений, внесенных при модернизации в конструкцию кузова.

По результатам расчета даны рекомендации относительно конструкции и мест расположения необходимых отверстий и дано заключение о возможности использования модернизированного вагона-платформы модели 11-835-01 в пассажирских поездах со скоростями движения до 160 км/ч.

До дослідження впливу параметрів улаштування колії на інтенсивність бічного зношення головки рейки в кривих ділянках

Рибкін В. В., Настечик М. П., Арбузов М. А., Маркуль Р. В., Каленик К. Л., Савицький В. В.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

On the territory of Ukrainian railways there are many curves plots track, including short range with steep rises and descents of the longitudinal profile of track, where the regenerative braking. This leads to intense wear of rails and wheels rolling. The intensity of wear of rails and wheels and therefore depends on the correct setting standards superelevation in the curve. In turn, raise standards depend on the velocity, radius curve and other operational factors. Therefore, to further establish the correct rules superelevation present material effect on increasing wear on the rails in curved sections track.

В першій половині ХХ ст. вивчення явища зносу рейок та його причин виконувалось методом систематичного нагляду за його розвитком на ділянках колії з різними умовами експлуатації. Пізніше у 70-ті рр. до вирішення цієї проблеми був задіяний теоретичний аналіз зношувальної частини коліс локомотивів та вагонів.

Відомо, що підчас проходження рухомого складу в кривих ділянках з'являється відцентрова сила, яка створює додаткове навантаження та тертя між гребенем колеса та головкою зовнішньої рейкової нитки, що призводить до їхнього зношення, яке збільшується зі зменшенням радіуса кривих, ростом осевого навантаження та швидкості руху.

З метою встановлення впливу величини підвищення зовнішньої рейкової нитки на величину її зношення в кривих ділянках, були проведені дослідження які базувались на підставі трьох джерел, що містять в собі:

- дані з раніше проведених експериментальних дослідів, які наведені у науковому журналі «Путь и путевое хозяйство»;
- паспортні дані кривих на одній із залізниць України, станом на 2010 рік;

- дані результатів натурних спостережень Колієобстежувальної станції № 1 (ПС1) Укрзалізниці.

Аналіз результатів цих даних показав, що величина підвищення зовнішньої рейкової нитки впливає на інтенсивність бічного зношення рейки в кривих ділянках. Спостерігається також вплив різного діапазону радіусів кривих на процес зношення рейок, що підтверджує нечіткість отриманих даних. Тому для уточнення отриманих результатів, необхідно продовжити натурні дослідження зношення рейок в колії. Це в свою чергу може вплинути на достовірність та раціональність норм підвищення зовнішньої рейки в кривих.

**Досвід співробітництва служби колії Донецької залізниці та науковців кафедри
«Колія та колійне господарство» ДНУЗТу щодо підвищення швидкості руху
на ділянці Лозова-Донецьк**

Рибкін В. В., Орловський А. М., Каленик К. Л., Арбузов М. А.,
Лисак В. А., Панченко П. В., ДНУЗТ,
Куриленко І. В., Ланц Є. В., Служба колії ДП «Донецька залізниця»

The report provides recommendations for maximizing the speed of the existing material and technical resources and limitations in time for their use.

Протягом багатьох років на залізницях України проводиться планомірна робота з підвищення швидкості руху пасажирських поїздів різних категорій. Одним з етапів цієї роботи є впровадження прискорених електропоїздів вітчизняного та іноземного виробництва, що дозволяють рухатися зі швидкістю до 160 км/год, на напрямку Львів-Київ-Донецьк.

Державною програмою було поставлено дуже складну організаційно-технічну задачу – підготувати колію на ділянці Лозова-Донецьк до впровадження прискореного руху пасажирських поїздів на протязі одного сезону ремонтно-колійних робіт. Складність даної задачі полягала у відсутності досвіду підвищення швидкостей руху до 160 км/год, а також суттєве обмеження у часі. Крім того, завжди основною метою роботи Донецької залізниці було забезпечення процесу вантажних перевезень, а не організація прискореного руху пасажирських поїздів. Саме тому практично всі об'єкти інфраструктури були орієнтовані на вантажні перевезення з швидкостями до 80 км/год.

Для вирішення зазначених вище проблем та підвищення ефективності використання матеріально-технічних ресурсів до задачі підвищення швидкостей руху на ділянці Лозова-Донецьк було долучено науковців кафедри «Колія та колійне господарство» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. Науковці кафедри мають більше як 40-ти річний стаж підвищення швидкостей руху. Дослідження по підвищенню швидкості руху були виконані у рамках науково-дослідної роботи «Проведення досліджень та розробка рекомендацій щодо встановлення допустимих швидкостей руху поїздів на напрямку Лозова-Донецьк».

Керівництвом Донецької залізниці та безпосередньо служби колії було поставлено задачу розробити рекомендації з максимально можливого підвищення швидкості руху при наявних матеріально-технічних ресурсах та обмежені у часі на впровадження розроблених рекомендацій.

Попереднє вивчення стану ділянки колії Лозова-Донецьк показало, що основними факторами, які впливають на допустимі швидкості руху, є: круті криві, невірно виставлене підвищення зовнішньої рейки, недостатня довжина перехідних кривих та відводу підвищення зовнішньої рейки, стрілочні переводи на станціях, в тому числі укладені в кривих, хворе земляне полотно.

Зауважимо, що керівництвом Донецької залізниці було проведено значний обсяг робіт з розмежування пасажирського та вантажного руху на ділянці Лозова-Донецьк, що дуже позитивно позначилось на можливості підвищення швидкостей руху.

Попередні дослідження швидкісного потенціалу показали суттєво більший швидкісний потенціал ділянки Лозова-Слов'янськ ніж Слов'янськ-Донецьк. Велика кількість кривих є бар'єрними місцями що обмежують швидкість на перегоні. На ділянці Слов'янськ-Донецьк швидкість більше 100 км/год неможливо реалізувати, без суттєвої перебудови зі зміщенням осі земляного полотна, у 25 % кривих, в порівнянні з 8 % на ділянці Лозова-Слов'янськ. Зауважимо, що перебудова кривих зі зміщенням осі земляного полотна потребує окремих техніко-економічних досліджень щодо доцільності таких робіт, бо іноді вартість скорочення часу руху на 1 с може вартувати 1 млн. грн. Саме на основі оціночних техніко-економічних досліджень щодо доцільності перебудови кривих ділянок колії науковцями було прийнято рішення рекомендувати Донецькій залізниці перебудову кривих ділянок лише в межах існуючого земляного полотна.

Слід зазначити, що кількість кривих, які потребують перебудови для підвищення швидкості, можливо скоротити за рахунок збільшенням норми непогашеного прискорення з $\leq 0,7 \text{ м/с}^2$ до $\leq 1 \text{ м/с}^2$ для пасажирських поїздів з покращеною конструкцією ходових частин. Стан колії на ділянці Лозова-Донецьк дозволяє підвищити розрахункове непогашене відцентрове прискорення до 1 м/с^2 , за умови усунення розбіжностей відводу підвищення зовнішньої рейки та кривизни і геометричних несправностей колії вище 2-го ступеня (ширина колії, осідання, нерівності у плані та за рівнем). Але, остаточне рішення щодо збільшення норми непогашеного відцентрового прискорення, виходячи з умов комфортабельності та забезпечення безпеки руху, необхідно приймати після проведення натурних випробувань рухомого складу по впливу на колію та пасажирів.

Обов'язковою умовою підвищення швидкості руху є усунення стрілочних переводів з кривих ділянок колії. У більшості випадків це стрілочні переводи в межах горловин станцій. Дана умова повністю виконана службою колії Донецької залізниці.

Особлива увагу було приділено розміщенню стрілочних переводів, що дозволяють розвивати швидкість руху по прямому напрямку до 150 км/год. Дані стрілочні переводи розміщено на станціях: Близнюки, Гаврилівка, Дубово, Барвенково, що розташовані на ділянці Лозова-Слов'янськ, яка має значно більший швидкісний потенціал в порівнянні з ділянкою Слов'янськ-Донецьк. Доцільність розміщення службою колії Донецької залізниці швидкісних стрілочних переводах на зазначених станціях було підтверджено тяговими розрахунками.

На основі проведених досліджень було встановлено, що варіант швидкісного режиму руху на ділянці Лозова-Донецьк при нормі непогашеного відцентрового прискорення у кривих ділянках $\alpha_{\text{нп}} \leq 1,0 \text{ м/с}^2$ дає час руху 111 хвилин, а при $\alpha_{\text{нп}} \leq 1,0 \text{ м/с}^2$ – 109 хвилин. Тобто збільшення норми непогашеного прискорення з $0,7 \text{ м/с}^2$ до 1 м/с^2 хоча і дозволить значно зменшити обсяг перебудови кривих ділянок колії, але весь цей обсяг перебудови дасть можливість скоротити час руху лише на 2 хвилини. Тому, зважаючи на отримані результати, ми вважаємо за доцільне рекомендувати швидкісний режим по ділянці Лозова-Донецьк при нормі непогашеного $0,7 \text{ м/с}^2$.

Співробітництво служби колії Донецької залізниці та науковців кафедри «Колія та колійне господарство» ДНУЗТу дало змогу скоротити час руху на ділянці Лозова-Донецьк на 36 хвилин та підвищити середню швидкість з 87 км/год до 115 км/год.

Удосконалення математичного моделювання взаємодії колії та рухомого складу для впровадження прискореного руху поїздів

Рибкін В. В., Патласов О. М., Панченко П. В.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

Features of improvement of mathematical modeling of interaction of a way and high-speed rolling stock for introduction of the accelerated movement of trains are induced.

Для реалізації проведення фінальної частини чемпіоната з футболу ЕВРО-2012, в Україні проводиться впровадження руху пасажирських поїздів зі швидкостями до 160 км/год. Це вимагає удосконалення, доповнення або навіть розробку нової нормативної документації, яка б забезпечувала безпеку руху поїздів та пасажирів. В основі існуючої нормативної документації, особливо щодо утримання залізничної колії, лежать експериментальні та теоретичні дослідження багатьох науковців. Велику роль в розробці та в провадженні нормативів утримання залізничної колії відіграв доктор технічних наук Єршков О.П. На його теоретичних та експериментальних дослідженнях, які були проведені наприкінці 70-х років XX століття, базуються існуючі нормативи утримання та якісного оцінювання стану залізничної колії України. В основі теоретичних досліджень доктора технічних наук Єршкова О.П. лежить метод силового вписування, який дає можливість отримати горизонтальну силу від колеса на рейку. Але даний підхід не може визначити як вплив відступів утримання колії на показники силової взаємодії рухомого складу з колією так і вплив на показники комфортності їзди пасажирів. Цю складну задачу на цей час дозволяють вирішувати сучасні програмні забезпечення, таке як UM, ADAMS/Rail, MEDYNA, GENSYS, NUCARS, SIMPACK, VAMPIRE, WAGON DYNAMICS та інші спеціалізовані програми розроблені для моделювання динаміки рухомого складу. Але у вище наведених програмах не існує можливості користування проводити моделювання зі змінними параметрами колії (жорсткість, маса, коефіцієнти сил тертя, коефіцієнти дисипації) не має можливості більш детального (багатомасового) моделювання колії, не має можливості задавати геометрію колії за її фактичним положення у просторі, відсутня оцінка комфортності їзди пасажирів. Тому дуже актуальним і важливим завданням є розробка програмного комплексу на базі математичного моделювання, який би враховував всі перелічені вище недоліки і дозволив здійснити теоретичні розрахунки щодо отримання нормативів утримання колії при швидкостях руху до 160 км/год.

На підставі вище приведеної актуальної проблеми на кафедрі «Колія та колійне господарство» було розроблене програмне забезпечення у середовищі Scilab яке дозволяє проводити математичне моделювання взаємодії колії і будь якого рухомого складу з урахуванням вище наведених недоліків. Слід підкреслити що особливістю розробленої програми також є те, що вона дозволяє моделювати процеси взаємодії колії та рухомого складу без гіпотези геометричної лінійності переміщень та деформацій. Це дозволяє отримувати більш точні результати ніж з використанням гіпотези у кривих радіусом менше ніж 1000 метрів. Можливо також задавати фактичний стан колії за результатами натурних вимірів вагона колієвимірювача та ручної зйомки колії, що є особливо дуже важливим під час проведення експериментальних досліджень. Всі проведені удосконалення дозволять наблизити процеси математичного моделювання до реальних умов взаємодії колії та рухомого складу, а також є підґрунтям для подальшого впровадження збільшення швидкостей руху поїздів з забезпеченням безпеки руху та комфортності їзди пасажирів.

На основі розробленої програми взаємодії колії та рухомого складу були отримані нормативи утримання залізничної колії при швидкостях руху поїздів до 160 км/год.

Проведення випробувань з впливу на колію та стрілочні переводи рухомого складу нового покоління з осьовим навантаженням 25 т на вісь

Савлук В. Є.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

The results of acceptance tests conducted on the effects on the path and turnouts of new rolling stock with axial loads of 25 tons per axle. Proposed changes to the method of acceptance tests on the effects on the path and turnouts.

Колієвипробувальна галузева науково-дослідна лабораторія ДНУЗТу з 2007 року провела експериментальні випробування рухомого складу нового покоління з навантаженням 25 т на вісь:

- піввагони моделі 12-7039 на дослідних візках моделі 18-7033, виробництва ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод»;
- піввагони моделі 12-9745-01 на візках моделей 18-4129 та 18-4129-1, виготовлених ВАТ «Кременчуцький сталеливарний завод»;
- піввагону моделі 12-9791 на візках моделі ICG Motion Control, виробництва ВАТ «Дизельний завод»;
- вагон-цистерна моделі 15-1547-03 на візках моделі 18-1711, виготовлених ПАТ «Азовзагальмаш».

Для всіх перерахованих одиниць були проведені випробування з оцінки впливу рухомого складу на колію та стрілочні переводи у порівнянні з вагоном-еталоном.

Дані випробування проводилися відповідно до відповідно до «Технічних вказівок з проведення натурних випробувань рухомого складу щодо впливу на колію та стрілочні переводи». Для отримання достовірних експериментальних даних про фактичний вплив на колію при проведенні випробувань необхідно враховувати вимоги діючих нормативних документів Укрзалізниці. А точніше необхідно брати до уваги, що, згідно з нормативами, відступи від норм утримання колії 3 ступеню не обмежують швидкість руху рухомого складу. Тобто для отримання достовірної оцінки з впливу на колію дослідного рухомого складу необхідно проводити випробування на коліях з різними видами відступів 3 ступеня, що і вимагають «Норми допустимих швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 мм».

При проведенні динамічних ходових випробувань взагалі на цей факт не звертають увагу, тому результати динамічних ходових випробувань дуже часто не кореспондується з результатами випробувань з впливу на колію.

У даному експерименті для оцінки впливу нерівностей на колії були проведені випробування з нерівностями та без них. Результати таких випробувань вражають. У деяких випадках різниця показників на одній і тій же ділянці під впливом одного й того ж рухомого складу складала 12-20%. При проведенні всіх випробувань в якості еталона використовувалися вагони на візках моделі 18-100 з різними зносами ходових частин. Дані з впливу вагонів, з різними зносами ходових частин також оброблялися та аналізувалися. Навантаження на вісь дослідних вагонів перевищує встановлену на Українських залізницях норму – 23,5 т на вісь. Граничне осьове навантаження для вантажних вагонів враховувалося однією з основних передумов для визначення допустимих швидкостей рухомого складу, порядку та термінів призначення ремонтно-колійних робіт та нормативів праці на утримання колії та штучних споруд. Досвід експериментального збільшення осьового навантаження у колишньому МШС СРСР та результати наукових досліджень показують, що збільшення навантаження призводить до підвищення інтенсивності відмов рейок за дефектами контактено-втомленого характеру та погіршення стану колії.

Враховуючи зазначене, перед масовим впровадженням вагонів з навантаженням 25 т на вісь необхідно переглянути зазначені нормативні документи та при техніко-економічному обґрунтуванні впровадження таких вагонів врахувати зростання витрат на утримання колійної інфраструктури.

**Удосконалення методики проведення випробувань з впливу на колію
та стрілочні переводи рухомого складу при використанні
нового тензометричного комплексу «ПОНІЛ-Ц»**

Савлук В. Є.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

Considered the possibility of using new modern gage equipment for testing of structures built and new rolling stock of the impact on the track. analyzed disadvantages of the methods of test construction gauge and rolling stock of the impact on the track. the proposed improvement of methods of testing.

Колієвипробувальна галузева науково-дослідна лабораторія ДНУЗТу проводить переобладнання технічної бази для виконання експериментальних досліджень взаємодії колії і рухомого складу за допомогою сучасної вимірювальної техніки. Вимірювання напружень в елементах колії та їх деформацій відтепер відбувається за допомогою сучасного тензометричного комплексу «ПОНІЛ-Ц».

Важкі погодні умови, низькі температури та висока вологість завжди накладали обмеження при проведенні випробувань. Неможливість якісного наклеювання тензорезисторів при температурах нижче 5°C не давала можливість отримувати достовірні дані під час проведення експерименту. Аналіз результатів випробувань, проведених у зимовий період, показав, що клей, який використовувався, дуже повільно висихав та практично не полімеризувався. Така ситуація приводила до того, що дані вимірів щодня змінювалися. А перевірка якості наклеювання датчиків після експерименту цей факт підтверджувала. Тому була проведена робота по вибору оптимального типу клею для різних погодних умов, а також лабораторні випробування різних видів і типів клею.

Розробка та використання дискретного підсилювача вихідного сигналу високої точності дала можливість відмовитися від проїздів на малих швидкостях з метою тарування датчиків. Була також розроблена та перевірена в лабораторних умовах (на пресу) схема наклеювання тензорезисторів на рейку для визначення вертикального навантаження від колісної пари.

Записи різних процесів у цифровій формі дали можливість оцінити та визначити власні коливання елементів верхньої будови колії. При обробці цифрового сигналу вдалося отримати залежність амплітудно-частотних характеристик ВБК від швидкості руху. Така робота дозволила більш точно визначити вимоги до апаратури, яка необхідна для створення рейкових стендів.

Розроблена тензометрична апаратура дозволила провести в грудні 2011 року випробування нових стрілочних переводів проектів Дн345.00.000-08(-09) та КС6511-03.00.00 на Південній залізниці з реалізованою швидкістю 180 км/год. При цьому можливість фільтрувати вихідний сигнал в два етапи дала змогу отримати сигнал без «шуму» і при цьому дисперсія отриманих значень склала близько 13...18% у порівнянні з 30...38% при використанні вимірювальної апаратури старого зразку. Таке суттєве зменшення дисперсії даних в результаті може сприяти отриманню необхідної достовірності, в експерименті, при меншій кількості дослідних поїздок. Це припущення дає можливість у подальшому при проведенні випробувань зменшувати кількість дослідних поїздок, що однозначно приведе до здешевлення проведення випробувань.

Отримання модуля пружності при проведенні випробувань за допомогою тензометричного комплексу «ПОНІЛ-Ц» дає можливість корегувати показники впливу на колію рухомого складу. Таке нововведення дає змогу проводити випробування як влітку, так і взимку при замерзлому баласті.

Ці та інші позитивні сторони використання тензометричного комплексу «ПОНІЛ-Ц»

дають можливість змінити прийняту методику проведення випробувань з впливу на колію рухомого складу та більш точно визначати допустимі швидкості руху рухомого складу.

Разработка математических моделей вагонов на тележках 18-9810 и 18-9855 для исследования износов колес

Саидова А. В., Орлова А. М.,
ФГБОУ ВПО «ПГУПС», Санкт-Петербург, Россия

Research is devoted to development of dynamic models of wagons on models 18-9810 and 18-9855 bogies. Using model of wheel wear is presented. Factors, acting on wear and variation of which can lead to development of an adequate model of wheel wear, are defined.

Целью исследования является разработка математических моделей движения вагонов на двухосных трехэлементных тележках 18-9810 и 18-9855, которые адекватно описывали бы процесс износа профиля колес и, соответственно, давали бы результаты, схожие с результатами эксперимента.

Рассматриваемые тележки моделей 18-9810 и 18-9855 имеют унифицированную конструкцию и предназначены для грузовых вагонов с допускаемой осевой нагрузкой 23,5 тс и 25 тс и конструкционной скоростью движения 120 км/ч.

Моделирование вагонов проводится в программном комплексе «MEDYNA». Расчетная схема вагонов в обоих случаях содержит 23 твердых тела (кузов, две надрессорные балки, четыре боковые рамы, четыре колесные пары, четыре участка пути и восемь участков рельсов). Для тел задаются массово-инерционные характеристики и степени свободы в пространстве. Взаимодействие тел друг с другом моделируется специальными элементами, отражающими важные свойства работы узлов.

Модель боковых скользунов постоянного контакта учитывает работу сил сухого трения на их опорных поверхностях, работу упругого элемента и ограничение хода при опирании колпака на корпус за счет полного прогиба упругого элемента.

Взаимодействие пятника с подпятником описывается набором следующих элементов: сферический шарнир, допускающий линейное перемещение в вертикальном направлении и угловые перемещения вокруг трех осей, упругий элемент, реализующий эквивалентную жесткость при галопировании тележки под вагоном, нелинейные элементы, реализующие работу сил сухого трения в горизонтальной плоскости и сопротивление при перевалке кузова на пятнике.

Колесные пары и боковые рамы связаны между собой элементами, реализующими сухое трение в горизонтальной плоскости и ограничение горизонтальных перемещений. При описании связи колес с рельсами используется нелинейная модель контакта колеса и рельса, допускающая двухточечный контакт профилей.

Связь между приведенным участком пути и отсчетной системой координат, а также между подошвой рельса и элементом пути смоделирована упруго - демпфирующими элементами.

Вычисление износа в модели основывается на теории абразивного износа. Масса изношенного материала пропорциональна работе сил трения, причем различаются фазы слабого и сильного износа, для каждой из которых устанавливается свой коэффициент пропорциональности. Переход от слабого износа к сильному учитывается путем задания определенного значения отношения мощности сил трения в пятне контакта к его площади.

На износ оказывает влияние большое количество факторов, зависящих от параметров пути, ходовых частей, условий контактирования колеса и рельса. Для сходимости результатов моделирования и эксперимента в каждом конкретном случае некоторые факторы остаются неизменными, а другие подлежат варьированию. В данной работе определены постоянные факторы для случая пробега вагонов на тележках моделей 18-9810 и 18-9855 по экспе-

риментальному кольцу ВНИИЖТ в г. Щербинка, факторы, требующие исследования их влияния на износ, и факторы, изменением которых можно идентифицировать параметры в модели износа профилей колес.

Исследование динамических характеристик валов тяговых электродвигателей при резонансном режиме

Салимжанов С. М.,
ТашИИТ, Ташкент, Узбекистан

Given article is devoted numerical researches of dynamic characteristics of a shaft of an anchor of a traction electric motor (type НВ-418К) to an advanced design for electric locomotive VL-80s at a resonant mode

Вал якоря тягового электродвигателя (ТЭД) является ответственной конструктивной частью и представляет собой однородное стержневое тело ступенчатого профиля, находящееся под действием длительной термосиловой нагрузки. При длительной эксплуатации тягового электродвигателя в резонансном режиме сильно возрастают амплитудно-частотные характеристики вала, что приводит к деформации и дисбалансу всего якоря в целом.

Данная статья посвящена численным исследованиям динамических характеристик вала якоря тягового электрического двигателя (типа НВ-418К) усовершенствованной конструкции для электровоза ВЛ-80с. Опыт эксплуатации электровозов на железных дорогах стран СНГ показывает, что валы ТЭД электровозов часто выходят из строя, приводя во многих случаях к заклиниванию колесных пар и браку в поездной работе. Это объясняется тем, что валы воспринимают большие динамические нагрузки от неровностей рельсового пути и погрешностей зубчатого закрепления, обусловленные неравномерным износом зубьев, а также не полным учетом специфики нагружения и условий эксплуатации при выполнении динамических расчетов таких валов.

Разработана численно-аналитическая модель для расчета динамических характеристик вала ТЭД электровоза ВЛ-80с с использованием численных технологий на ЭВМ. Предлагаемый прикладной метод включает в себя аналитическое решение системы дифференциальных уравнений в частных производных, описывающей крутильные и изгибные колебания вала; система уравнений решается методом Фурье и в дальнейшем применении операционного исчисления Лапласа по времени с получением численных решений метода итераций на ЭВМ для решения частотного уравнения и нахождения собственных значений.

На основании проведенных численных исследований были сделаны следующие обобщающие выводы:

1. В результате применения комбинированного численно-аналитического метода на базе методов итераций и кусочно-линейной аппроксимации удалось создать инженерный прикладной метод динамического расчета по совместным изгибно-крутильным колебаниям вала тягового электрического двигателя (ТЭД) ступенчатого профиля, позволяющий проводить оценку динамических напряжений и деформаций при гармоническом нагружении.

2. Разработан алгоритм, блок-схема и программа для проведения численных исследований по совместным изгибно-крутильным колебаниям вала тягового электрического двигателя (ТЭД) ступенчатого профиля в двух плоскостях при гармоническом нагружении для использования на ЭВМ.

3. Установлено, что изгибающие напряжения, возникающие в материале вала ТЭД при нормальной эксплуатации и внешних вибрациях при его движении по стыковым неровностям не превышают предела прочности. Крутильные напряжения составляют примерно $12 \div 18$ % от общего напряженного состояния сечений вала. Продольные

напряжения и продольные деформации по проведенным нами экспериментальным исследованиям малы.

Исследование преддефектного состояния котлов железнодорожных цистерн и установление их остаточного ресурса

Сараев А. С., Зимакова М. В., Третьяков А. В.,
ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

This article is about new method of diagnose the earliest stages of destruction. The method is based on using acoustic emission for identify stages of the processes of damage accumulation. The relationship between acoustic emission parameters and physico-mechanical properties of steel can detect defects at an early stage. This information can be used for assessment of residual life of the railway wagon tank.

В настоящее время работы по продлению срока службы подвижного состава ведутся многими экспертными организациями стран СНГ и Балтии. Однако существующие методы технического диагностирования, в основном, предполагают оценку реального текущего технического состояния и позволяют выявить уже образовавшиеся дефекты и абразивно-коррозионное утонение базовых элементов металлоконструкций подвижного состава (ПС). При этом используемые методы ультразвукового и магнитно-порошкового контроля не позволяют производить диагностику на ранних, преддефектных стадиях, к которым следует отнести появление зон концентрации напряжений (ЗКН). Причинами появления ЗКН становятся локальные перестройки структуры металла под действием эксплуатационных нагрузок. Появление ЗКН предшествует появлению дефектов в металле.

В этой статье предлагается новый подход к оценке остаточного ресурса подвижного состава, основанный на предложенном профессором С.И. Буйло методе восстановления параметров потока актов акустической эмиссии (АЭ), что позволяет идентифицировать стадии процесса накопления повреждений. Адаптация такого подхода к техническому диагностированию методом АЭ котлов железнодорожных цистерн позволяет выявлять ранние, преддефектные, стадии накопления повреждений, что позволяет повысить точность прогнозирования остаточного ресурса и связать его с численным определением циклов нагружения до разрушения.

В статье освещены вопросы, связанные с преодолением ряда трудностей, возникающих при использовании предлагаемого подхода. К ним относятся точность определения характерных точек и переломов графика восстановленной АЭ для котловых сталей, установление зависимостей между параметрами АЭ и процессами деградации физико-механических свойств стали, влияние конструктивных особенностей котлов цистерн на изменение параметров АЭ.

По мнению автора статьи, предлагаемый метод оценки преддефектного состояния котлов при его использовании в процессе выполнения плановых ремонтов ПС позволяет предотвратить неконтролируемое разрушение конструкции, т.е. повысить безопасность эксплуатации ПС.

Эксперыментальнае вызначэнне дынамічнай напружанасці торцавой сцяны полувагона сыпучым грузам

Сенько В. І., Путятю А. В., Белогуб В. В., Макеев С. В.,
БелГУТ, Гомель, Беларусь

Results of an experimental research loading a wall of a gondola car are presented at a collision. It is characteristic, that distribution of dynamic pressures on altitude of a face wall does not wear uniformly the arranged character and their value decrease as approaching a gondola car floor.

Норматывнае прыложэнне дынамічнага ціснення на торцавую сцяну кузова вагона ад сыпучых грузаў у розных рэдакцыях «Норм для разліку і праектавання вагонаў...» претерпела сутэсныя змяненні. У наш час у выпадку разліку кузова вагона пры соударенні торцавыя сцяны і дзвері павінны разлічвацца на раўнамерна распаўсюджанае па ўсёй іх плошчы дынамічнае цісненне насыпнага груза, раўнаму $0,35$ грузоподъемнасці вагона пры дзеянні продольнага паскарэння $3,5g$. Вынікі камп'ютэрнага мадэлявання напружанасці кузовоў вагонаў сыпучым грузам пры выкарыстанні розных падходаў для апісання механікі сыпучага цела паказалі, што ў большасці выпадкаў распаўсюджванне ціснення па торцавай сцяне не носіць раўнамерна распаўсюджанага характэра, а рэзультуючая продольная сіла на торцавую сцяну сутэсна нарматывнага значэння.

Для вызначэння рэальнага распаўсюджвання ціснення ад сыпучага груза па торцавай сцяне 4-оснаго полувагона праведзена серыя натурных эксперыментаў. С гэтай мэтай спроектывана і зроблена ўстаноўка, забяспечваючая магчымасць рэгістрацыі распаўсюджвання цісненняў ад сыпучага груза па кузову вагона. Яна прадстаўляе сабой швеллер з размяшчанымі па яго даўжыні рэгіструючымі элементамі, рабочымі па прынцыпу консольных балок з нагрузачнымі плошчадкамі. Для рэгістрацыі працэсу награвання на консольных балках размяшчаны тэнзарэзісторы, падключаныя да вымяральных рэгіструючай сістэмы на аснове лічбавога тэнзоўзастраўніка. Перад зборкай ўстаноўкі на вагон у лабараторных умовах плошчадкі награваліся гідраўлічнымі і для кожнага рэгіструючага канала захоўваўся файл наладкі тарыфавых даных. Такім чынам, пасля зборкі ўстаноўкі на вагон, загрузкі груза і чытання файла вынікаў тарыфавання мы маем інфармацыю па статысцкай напружанасці кожнага датчыка. Кузов полувагона быў загрузаны кварцавым пяском, маса брутто складала $89,3$ т пры тарыце вагона 22 т. Для максімальна поўнага ўліку дынамічнага ўздзеяння сыпучага груза на торцавую сцяну вагона пры соударенні выпрабаваны вагон выступаў вагоном-бойком. Абсталяваны вагон разганяўся локаматывам, далей пасля затрымкі апошняга вагон аддзяляўся і свабодна катіўся ў бок вагоноў-падпороў. Рэгістрацыя скорасці ажыццяўлялася вагоннымі вэсамі, размяшчанымі ў блізкасці вагоноў-падпороў па шляху руху вагона-бойка. Выканана серыя соударэнняў у дыяпазоне скорасцей $3...5$ км/ч (9 удараў), $5...7$ км/ч (14 удараў) і $7...10$ км/ч (16 удараў). Скорасць соударэння была абмежавана 10 км/ч, што звязана з тэхнічным станам эксперыментальнага вагона. Устаноўлена, што пры ўсіх разглянутых значэннях скорасцей вагона-бойка назіраюцца характэрныя экстрэмы напружанасці торцавай сцяны ў момант соударэння апошняга з вагонамі-падпора, сглажываючыяся па меры углыблення да полу вагона. Зафіксавана, што па меры павелічэння скорасці соударэння час ударнага ўздзеяння на торцавую сцяну зніжаецца. Наяўнасць поліэкстрэмальнасці ў залежнасцях цісненняў сыпучага груза пры скорасцях соударэння $9 - 10$ км/ч тлумачыцца асаблівасцямі работы ударна-цягавога абсталявання вагоноў, а таксама накатаваннем і скатваннем вагоноў падпороў, сцепленых з вагоном-бойком пасля ўзаемадзеяння, на тормозныя башмакі. Устаноўлена, што распаўсюджванне дынамічных цісненняў па вышыні торцавай сцяны не носіць раўнамерна распаўсюджанага характэра. Для ўсіх разглянутых выпадкаў соударэння значэння дынамічнага ціснення ад груза мінімальныя на датчыку, размяшчаны-

ным вблизи пола вагона, и растет по мере заполнения кузова песком.

Оценка эффективности тормозов сочлененного вагона-платформы при повышенных скоростях движения

Собержанский Н. А., ОАО «НВЦ «Вагоны», Кожокарь К. В., ПГУПС,
Цыганская Л. В., ОАО «НВЦ «Вагоны»,
Санкт-Петербург, Россия

The report presents a new brake system for articulated flat wagon. This wagon brake system can be adopted to improve the brake power, and is suitable for improving the speed of a wagon.

Разработка новых грузовых вагонов с повышенными скоростями движения – одно из перспективных направлений вагоностроения. ФГБОУ ВПО ПГУПС при поддержке Министерства Образования Науки Российской Федерации был разработан новый вагон-платформа для перевозки контейнеров со скоростями движения до 140 км/час. Масса тары вагона – 30 тонн, грузоподъемность – 90 тонн. Для данного вагона была спроектирована новая трехэлементная тележка с осевой нагрузкой 20 т/ось.

При проектировании тормозной системы возник ряд сложностей по обеспечению необходимого нажатия тормозных колодок и эксплуатационной мощности, приходящейся на колодку и тормозного пути вагона.

Для оценки эффективности тормозов сочлененной платформы были определены максимальные усилия нажатия тормозных колодок при различных схемах загрузки вагона-платформы, по которым были составлены зависимости давления на выходе из авторежима от прогиба рессорного комплекта тележки. Установлено, что существующее тормозное оборудование, в частности воздухораспределитель и авторежим, не могут обеспечить необходимые параметры для эффективного торможения вагона-платформы.

В свою очередь увеличение усилий нажатия тормозных колодок привело к повышению эксплуатационной мощности, приходящейся на одну тормозную колодку. Для решения этой проблемы были разработаны новые композиционные колодки и новый башмак, позволяющий установить две колодки на колесо. Что потребовало разработки уточненной методики расчета тормозной эффективности, позволяющей учитывать наличие двух колодок на одном колесе.

При всем этом, выше перечисленные меры не позволили обеспечить тормозной путь при скоростях движения выше 120 км/час и экстренном торможении. Что потребовало разработать в целом новую тормозную систему для грузового вагона содержащую, независимо работающие друг от друга пневматический и электропневматический воздухораспределители.

Разработанная тормозная система может эксплуатироваться в двух режимах при наличии электрического питания со скоростями движения до 140 км/ч и в составе обычного грузового поезда со скоростями движения до 120 км/час.

До питання підвищення безпеки руху та ресурсу експлуатації колісних пар тягового рухомого складу

Ступак А. Е., Ступак Е. М.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Укрзалізниця, Київ, Україна

Disadvantages of instructional provisions relating to the formation, repair and maintenance of traction rolling stock wheelsets are discussed. It is alleged that through the application of modern measuring instruments and new approaches to measuring the size of wheel flanges can improve safety and resource guide wheelsets.

Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм ВНД 30.0.07.001-2001 (далі Інструкція) має певні недоліки. Зокрема, Інструкція містить неточності при визначенні точок профілю та шаблону, вказані параметри «крутизна гребеня» та «товщина гребеня» не відповідають один одному. За Інструкцією допускається можливість застосування двох методик вимірювання товщини гребеня одночасно – з вершини локомотивним шаблоном та гребеневимірювачем ГУ-1 з поверхні кочення. Крім того, має місце невідповідність товщини гребеня за визначенням Інструкції та Правил технічної експлуатації залізниць України (ПТЕ).

Через те, що Інструкція визначає максимальну товщину гребеня без урахування зносу поверхні кочення, виникає невідповідність визначення максимальної товщини гребеня в залежності від степені зносу поверхні кочення. Таким чином, при збільшенні товщини гребеня більше двох мм від максимального за кресленням розміру, наприклад при недотриманні технології обробки колісних пар (від 31,9 до 34 при виміру на відстані 13 мм від поверхні кочення без її зносу для профілю РШ 003), товщина гребеню відповідає Інструкції, але не відповідає кресленню.

При збільшенні максимально допустимої швидкості руху підвищуються і вимоги до деяких параметрів колісних пар. Мінімальна товщина гребеня з 25 мм (при $V = 120$ км/год) збільшена до 28 мм (при $V = 160$ км/год). При максимальній товщині гребеня 30 мм робоча товщина (що зношується) складає всього 2 мм. Зі збільшенням швидкостей руху імовірно збільшиться q інтенсивність зносу коліс. Так, якщо знос гребенів досягатиме 2 мм за тричотири тижні, то виникатиме необхідність у щотижневому вимірюванні товщини, що, у свою чергу, збільшить час простою рухомого складу та експлуатаційні витрати.

При зносі гребенів збільшується сумарний зазор колісної пари в рейковій колії, що певним чином впливатиме на динаміку руху рухомого складу та, як наслідок, призведе до збільшення зносу деталей візків і погіршить умови безпеки руху. Інструкція та ПТЕ передбачають допуски на відстань між внутрішніми гранями бандажів при обробленні і експлуатації колісних пар. Діапазон у 6 мм (1520 ± 3 мм) не використовується при визначенні необхідності обточування коліс при зносі гребенів. Якщо визначити максимальний та мінімальний зазори ($\delta_{\max}$ та $\delta_{\min}$) та ввести параметр «колісна колія», можна буде значно зменшити витрати на експлуатацію колісних пар та підвищити безпеку руху поїздів.

Для збільшення міжремонтного пробігу та ресурсу експлуатації необхідно профілю коліс колісних пар, що оброблені за вимогами 3 ДСТУ ГОСТ 11018-2005, 4 ДСТУ ГОСТ 11018-2005, 2 ГОСТ 9036, вимірювати від вершини гребенів.

Для визначення мінімально допустимої товщини гребеня у залежності від мінімально допустимого зазору колісної пари в рейковій колії, необхідно провести дослідження щодо динаміки і міцності екіпажної частини при різних умовах експлуатації тягового рухомого складу.

Эксплуатационные испытания локомотивных бандажей повышенной твердости марки 4

Сухов А. В., Брюнчуков Г. И.,
ОАО «ВНИИЖТ», Москва, Россия

Results service test of extended lot of high hardness locomotive tyres on the Russian railways and beginning of their lot production, including qualification and certification tests. High hardness tyres appreciably exceed serial tyres in wear resistance of flange, run between turnings of tyres, resource and have sufficient reliability in service. Now high hardness tyres of mark 4 are certified and standardized production.

Бандажная сталь повышенной твердости марки 4 разработана специалистами ОАО «ВНИИЖТ» для повышения срока службы локомотивных бандажей. Это новая сталь с повышенным содержанием углерода, легированная хромом и с уровнем твердости 320...360 НВ. За счет применения легирующих элементов бандажи марки 4 имеют более высокую твердость по всей глубине рабочего слоя в сравнении с серийными бандажами марки 2.

Эксплуатационные испытания бандажей марки 4 были проведены в период 2006-2010 гг. на Горьковской, Южно-Уральской, Восточно-Сибирской и Северной железных дорогах. Целью проведения эксплуатационных испытаний являлось сравнение бандажей марки 4 и серийных по основным показателям, определяющим срок службы бандажа, а также оценка их надежности в эксплуатации. Колесные пары с бандажами марки 4 эксплуатировались на общих основаниях под грузовыми электровозами серий ВЛ10, ВЛ80 и ВЛ85, под грузовыми тепловозами серии 2ТЭ10 и под маневровыми тепловозами серии ЧМЭЗ общим числом 22 локомотива.

Согласно полученным результатам бандажи марки 4 имеют стабильное преимущество перед серийными по износостойкости гребня (на 20...40 %) и стойкости к износу по кругу катания (на 13-30 %) на всех дорогах и типах локомотивов.

Результаты анализа статистики обточек колесных пар показывают, что на всех дорогах наблюдается схожая картина: при равном пробеге общее количество и частота обточек бандажей марки 4 в 1,5...2 раза ниже, чем серийных бандажей марки 2. При этом число обточек бандажей марки 4 по предельному износу гребня в 2...3 раза ниже, чем серийных бандажей. Кроме этого бандажи марки 4 имеют более высокую стойкость к образованию остроконечного наката на гребне. Средний пробег между обточками колесных пар с бандажами марки 4 существенно выше (на 21...55 %), чем серийных на всех дорогах и типах локомотивов.

Согласно полученным результатам прогнозируемый ресурс бандажей марки 4 на 20...55 % выше, чем серийных. Преимущество бандажей марки 4 по ресурсу достигается за счет увеличенного пробега между обточками и меньшей интенсивности эксплуатационного износа. Наибольший технико-экономический эффект от применения бандажей марки 4 может быть получен на дорогах с тяжелыми условиями эксплуатации бандажей в грузовом движении на участках пути со сложным планом и профилем.

На основании положительных результатов эксплуатации было принято решение о проведении на ОАО «ЕВРАЗ НТМК» квалификационных испытаний бандажей марки 4 и их постановке на серийное производство. Положительные результаты квалификационных испытаний подтвердили готовность комбината к серийному выпуску бандажей марки 4, на основании чего технической и конструкторской документации на изготовление данной продукции была присвоена литера «А» – серийное производство.

В 2011 году ОАО «ЕВРАЗ НТМК» провел сертификационные испытания бандажей марки 4 на соответствие требованиям Норм безопасности НБ ЖТ ТМ 02-98 и получил сертификат соответствия на данную продукцию. В настоящее время бандажи марки 4 являются сертифицированной продукцией и соответствуют требованиям нового стандарта на бандажи черновые для подвижного состава ГОСТ 398-2010.

Рекомендації до нової редакції інструкції з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні колійних робіт на залізницях України

Татуревич А. П., Рибкін В. В., Губар О. В., Верхняцький О. А.,
Уманов М. І., Андрєєв В. С., ДІПТ, Дніпропетровськ, Україна

Recommendations are worked out to new release of Instruction from providing of safety of motion of trains at implementation of works on track for the railways of Ukraine. taking into account suggestions and remarks from specialists as track so other economies of railways

Кафедрою «Колія і колійне господарство» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна розроблено рекомендації до нової редакції Інструкції з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні колійних робіт на залізницях України, з урахуванням пропозицій і зауважень від спеціалістів як колійного так і інших господарств залізниць України.

Перш, ніж аналізувати зміни, відзначимо, що вимоги діючої Інструкції поширюються на ділянки, на яких найбільша встановлена швидкість руху пасажирських поїздів не перевищує 140 км/год, тобто необхідно передбачити зміни в новій редакції для швидкостей до 160 км/год.

Пропозицій до нової редакції Інструкції багато. Зупинимось лише на основних, найбільш важливіших з них. Насамперед, з тексту Інструкції пропонується вилучити назви нормативних документів, дія яких відмінена, а термінологія привести у відповідність до прийнятої на сьогоднішній день. Замість старої назви «старший дорожній майстер» пропонується замінити на «старший шляховий майстер», і «дорожній майстер» відповідно на «шляховий майстер». Крім того замість слова «гостряк» у новій редакції пропонується використовувати термін «вістряк». З нової редакції Інструкції необхідно вилучити матеріали, що дублюють інші нормативні документи.

Нова редакція має визначати умови пропускання поїздів при виконанні робіт на колії з нероздільними пружними скріпленнями, і умови обмеження швидкості руху поїздів при виконанні підготовчих та заключних робіт на колії з такими скріпленнями.

Пропонується внести зміни щодо відводів по профілю при піднятті колії, вони повинні бути плавними і не повинні перевищувати 0,67 % при швидкості руху поїздів від 141 до 160 км/год, крім того крутизна відводу більше 5 % недопустима.

Розроблено Порядок користування колійними машинами на комбінованому рейковому і автомобільному ході.

Розроблені додаткові пункти у перелік робіт місця виконання яких огорожуються сигналами зупинки чи зменшення швидкості, що були відсутні у попередній редакції.

О проекте создания инновационного грузового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм

Титова Т. С., Бороненко Ю. П., Белгородцева Т. М., ФГБОУ ВПО ПГУПС, Санкт-Петербург,
Мишин В. Н., ОАО «Ружиммаш», Рузаевка, Россия

Main technical characteristics are presented for the rolling stock and running gears developed within the project, including 8-axle tank wagon with two tanks for light oil products, gondola wagon of increased capacity with 27 t per axle load, flat wagons for increased payload and for increased speed.

Комплексный проект «Разработка и создание высокотехнологичного производства инновационного грузового подвижного состава железных дорог» посвящен внедрению новейших достижений в изучении проблем взаимодействия «колесо–рельс» и прочности материалов в конструкциях подвижного состава и ставит задачу повысить производительность вагонов на 15–20%. Это достигается за счет:

- использования габарита Тпр, увеличения допустимых осевых нагрузок до 25–27 тс, создания на этой основе грузового подвижного состава увеличенной вместимости и грузоподъемности;

- увеличение скоростей движения скоростных грузовых вагонов до 140 км/ч, а обычных – до 120 км/ч, за счет применения систем амортизации в буксовом подвешивании и тормозных систем с действием двух тормозных колодок на колесо;

– снижение коэффициента тары грузовых вагонов на 15–25% за счет применения новых материалов и конструкций.

Приводятся основные технические отличия и характеристики разработанного подвижного состава и ходовых частей в габарите Тпр: 8-осной двух-котловой цистерны для перевозки светлых нефтепродуктов, полувагона увеличенной вместимости с осевой нагрузкой до 27 т, вагон-платформы увеличенной грузоподъемности, сочлененной скоростной платформы и типоразмерного ряда из трех новых тележек с осевыми нагрузками 20 тс (скоростная), 23,5 тс (дружественная к пути) и 25–27 тс (для большегрузных вагонов).

Анализируются проблемы, возникающие при создании инновационных вагонов. Показывается, что существующая нормативная база по проектированию тормозов вагонов опирается на опыт эксплуатации вагонов при традиционных осевых нагрузках и скоростях движения, а имеющееся оборудование не позволяет реализовать необходимое тормозное усилие без юза. Описываются технические решения, принятые для повышения тормозной эффективности и предотвращения юза вагонов при увеличении осевой нагрузки или конструктивной скорости.

Излагаются предложения по совершенствованию расчетов, испытаний и неразрушающего контроля литых боковых рам и наддрессорных балок тележек. Приводятся результаты компьютерного моделирования с использованием программы «Magma Soft» литейных процессов производства отливок в сухие песчаные формы, изготовленные вакуумно-пленочной формовкой. Предлагаются дополнить методику определения долговечности литых деталей тележек расчетами по определению числа циклов нагружения по формуле П. Париса до перехода в область высоких скоростей роста трещин. Намечается программа работ по определению эмпирических коэффициентов этой формулы для сталей, используемых при производстве вагонного литья.

Описывается вновь разработанное и изготовленное испытательное оборудование, в том числе и тензометрические колесные пары, которые планируется применить при испытаниях новых вагонов и тележек.

В заключение приводятся сведения о разработанной технологии производства инновационных вагонов с использованием перенастраиваемых линий сборки и сварки.

Работа выполнена при поддержке Минобразования Российской Федерации.

Оптимізація несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Товт Б. М.,
ДІІТ, Дніпропетровськ, Україна

The necessity of realization of structural optimization of the investigated machine is reasonable, raising of optimization problem is executed, the simplified FE-model of structure of track machine KRS-1 is worked out. The estimation of durability of the optimal bearing structure of the machine KRS-1 is executed on the basis of results of analytical research of the deflected mode.

Напружено-деформований стан (НДС) несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 було досліджено за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ).

Дослідження конструкції за МСЕ показало, що міцність несучої рами машини КРС-1 не забезпечується у транспортному режимі. Аналіз НДС машини КРС-1 показав, що конструкція колійної машини не має достатнього запасу міцності, оскільки дійсні напруження значно вищі за нормативні значення. Було зроблено висновок щодо необхідності вдосконалення конструкції машини. Особливість задачі полягала у тому, що максимальні напруження у конструкції значно перевищували допустиме значення, у початковому проекті були порушені обмеження на змінні стану. Було отримано задачу оптимального вдосконалення несучої конструкції досліджуваної машини.

Для проведення оптимізаційних досліджень було створено спрощену скінченно-елементну модель несучої рами, побудова якої супроводжувалася спеціальними контрольними розрахунками з метою отримання результатів, ідентичних повній моделі.

У якості змінних проектування виступили висота і ширина полиці двотаврового поперечного перерізу бічної несучої балки рами. За цільову функцію було обрано площу даного перерізу. Були накладені обмеження на напруження у цій балці, а також обмеження на змінні проектування, які задавалися умовою невід'ємності розмірів перерізу.

Використання отриманого раціонального проекту поперечного перерізу у конструкції несучої рами машини КРС-1 було ускладнене з технологічних причин. Тому поперечний переріз основного поздовжнього елемента було вдосконалено. Вибір вдосконаленого варіанту базувався на результатах проведеного оптимізаційного дослідження.

Для вдосконаленої несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 був проведений комплекс досліджень, у тому числі, аналітичне дослідження за МСЕ і ходові динамічні випробування на міцність. Оцінка міцності виконувалася для транспортного режиму експлуатації.

Розрахунок за МСЕ показав, що у найбільш навантаженій частині вдосконаленої конструкції максимальні значення головних і еквівалентних напружень знаходяться у допустимих межах.

Ходові динамічні випробування на міцність дослідної машини КРС-1 проводилися ГНДЛ ДМРС ДПТУ. У результаті обробки експериментальних даних було встановлено, що утомна міцність вдосконаленої несучої рами дослідної машини забезпечується, оскільки мінімальне отримане значення коефіцієнту запасу утомної міцності не менше за нормативне значення. Результати дослідження НДС за МСЕ добре узгодилися з результатами ходових динамічних випробувань на міцність.

Таким чином, вдосконалена несуча конструкція рейкозварювальної колійної машини КРС-1 отримала необхідний запас міцності як за коефіцієнтами запасу утомної міцності, так і за допустимими напруженнями внаслідок проведеного вдосконалення.

Дослідження напружено-деформованого стану несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Товт Б. М., Дзічковський Є. М., Кривчиков О. Є.,
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Analytical research is executed with the use of Finite Elements Method (FEM). The results of analytical research drawn on during realization of running dynamic trials on durability. Comparison of results is executed experimental and analytical researches. On the basis of analysis of the obtained calculation and experimental data the estimation of durability of bearing structure of the rail-welding machine KRS-1 is executed.

Рейкозварювальна колійна машина КРС-1 призначена для зварювання рейок при ремонті безстикової колії, а також одиничних рейок у безстикові плеті на станційних коліях. Машина зварює рейки у колії, якою рухається, а також рейки, укладені всередині колії та зовні від ходової рейки.

Оцінка міцності виконувалася для транспортного режиму експлуатації.

Транспортний режим – це такий режим експлуатації, при якому машина може включатися до складу потягу, який рухається зі швидкістю до 90 км/год, або рухатися самоходом, як окрема транспортна одиниця зі швидкістю до 90 км/год.

Аналітичне дослідження напружено-деформованого стану (НДС) несучої конструкції колійної машини КРС-1 виконувалося за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок несучої конструкції за МСЕ мав за мету перевірити відповідність конструкції умовам міцності і визначити місця встановлення тензOMETричних датчиків для проведення

ходових динамічних випробувань на міцність. Окрім того, за результатами розрахунку були визначені статичні напруження з послідуною оцінкою коефіцієнту запасу утомної міцності.

Розрахунок за МСЕ у транспортному режимі показав, що найбільш навантаженою частиною конструкції є її середня частина. У зоні концентрації напружень максимальне значення еквівалентних напружень за теорією міцності Губера-Місеса-Генкі з урахуванням коефіцієнту динаміки $k = 1,38$, склало 146 МПа, що є нижчим за допустимі напруження, які становлять 155 МПа.

Ходові динамічні випробування на міцність дослідної машини КРС-1 проводилися Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. Метою випробувань були перевірка відповідності конструкції дослідного зразка машини КРС-1 та її міцнісних показників вимогам Технічного завдання, нормативних документів, що визначають умови безпеки руху та експлуатації, а також визначення коефіцієнтів запасу утомної міцності у найбільш навантажених місцях конструкції.

На основі проведеного аналітичного дослідження НДС несучої конструкції машини КРС-1 були визначені місця встановлення тензометричних датчиків для вимірювання динамічних складових напружень. Оцінка міцності несучої конструкції рейкозварювальної машини КРС-1 для транспортного режиму проводилася за допустимими напруженнями і коефіцієнтами утомної міцності. Утомна міцність несучої рами дослідної машини вважається забезпеченою, якщо у всьому діапазоні швидкостей, для яких проводилися випробування, отримані значення коефіцієнтів запасу утомної міцності не менші нормативного значення. У результаті обробки експериментальних даних було встановлено, що утомна міцність несучої рами дослідної машини забезпечується, оскільки мінімальне отримане значення коефіцієнту запасу утомної міцності 1,98 було не менше за нормативне значення 1,5.

У результаті аналізу аналітичного та експериментального досліджень, було встановлено, що міцність несучої конструкції рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1 у транспортному режимі забезпечена як допустимими напруженнями, так і за коефіцієнтами запасу утомної міцності.

Оптимизация конструктивного исполнения стоек кузова глухонного полувагона увеличенной грузоподъемности

Тохчукова М. Р., Смирнов Н. В., Цыганская Л. В.,
ОАО «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The article describes the results of a search for a design concerning vertical post for closed-bottom low-sided car and gives an account of strength evaluation indifferent loading regimes. The new car design allows to increase capacity parameters.

Увеличение грузоподъемности и вместимости являются главными задачами при проектировании современных полувагонов. Одним из направлений разработки инновационного подвижного состава является создание полувагона с осевой нагрузкой 27 т, обладающего новыми потребительскими свойствами: объем кузова 99 м^3 , грузоподъемность 84 т. При этом конструкция вагона должна полностью удовлетворять требованиям прочности и надежности в соответствии с «Нормами для расчета и проектирования».

Из опыта эксплуатации следует, что наиболее повреждаемыми элементами кузовов полувагонов наряду с верхней обвязкой и элементами торцевой стены, являются стойки боковых стен. Основываясь на проведенных исследованиях, можно сказать, что большое количество повреждений стоек возникает в узлах их заделки, что свидетельствует о недостаточных прочностных характеристиках данного узла в условиях циклических нагрузок. Поэтому в ходе поиска оптимального решения конструкции стоек кузова полувагона для обеспечения требований прочности и надежности при увеличенных показателях грузоподъемности и вме-

стимости учитывались такие требования к данным конструкциям, как: достаточная жесткость, незначительная разница толщины привариваемых друг к другу элементов, а также отсутствие концентраторов напряжений. Рассмотрению подлежали кузова полувагона с различными вариантами исполнения стоек боковых стен: постоянного и переменного по высоте сечения.

При оценке прочности стоек кузова полувагона рассматривались следующие режимы нагружения данных элементов конструкции:

- действие распорных сил по III расчетному режиму (с учетом коэффициента вертикальной динамики);
- действие сил, возникающих при разгрузке вагона на вагоноопрокидывателях.

Для достижения поставленной цели были разработаны трехмерные конечно-элементные модели кузова полувагона с различными вариантами исполнения стоек.

Из анализа полученных данных о напряженно-деформированном состоянии стоек кузова полувагона следовало, что величина максимальных эквивалентных напряжений, находящаяся в пределах допускаемых, соответствовала исполнению кузова со стойками переменного по высоте сечения. Данное конструктивное решение позволило обеспечить работоспособность конструкции при увеличенных показателях грузоподъемности и вместимости полувагона при оптимизации массовых характеристик.

На основании выполненных расчетов разработан проект нового глухонного полувагона модели 12-9893, отличающийся увеличенными параметрами грузоподъемности и вместимости по сравнению с существующими аналогами.

Зменшення сил взаємодії рухомого складу та колії за рахунок застосування динамічних стабілізаторів

Уманов М. І., Чернишова О. С., Ковальов В. В., Марков Ю. С.,
ДНУЗТ, Дніпропетровськ, Україна

Results of researches concerning efficiency of application of dynamic stabilizers of a way .after performance of major repairs or way modernization are stated.

На залізницях України після проведення модернізації колії або капітального ремонту призначають, так звану, обкатку колії з метою ущільнення щебеневого шару, зменшення сил взаємодії рухомого складу та колії, забезпечення рівномірної осадки колії та її стійкості. Згідно з «Інструкцією з улаштування та утримання колії залізниць України» ЦП-0138 обкатка вважається завершеною після пропуску по ділянці 350 тис т. У цей час рух поїздів відбувається з обмеженими швидкостями.

Дослідження, що проводилися вітчизняними та закордонними вченими, дозволили дійти висновку, що застосування динамічних стабілізаторів одразу після ремонтів дозволяє уникнути необхідності призначення обкатки. З 2009 р. до «Положення про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України» ЦП-0113 було включено доповнення, яке зобов'язує після глибокого очищення щебеню виконувати суцільну після осадочну виправку та стабілізацію колії після пропуску 1,0..1,5 млн. т брутто вантажу.

Своєю дією динамічний стабілізатор частково замінює експлуатаційні навантаження, забезпечує стійкість колії, а також відновлює опір поперечному зсуву, що має велике значення з точки зору безпеки руху поїздів. Коливання, що створюються стабілізатором, сприяють підвищенню однорідності баласту, рівномірній осадці колії і, як наслідок, впливають на зменшення витрат на поточне утримання колії та на подовження міжремонтні термінів.

Але дослідження щодо економічної ефективності застосування динамічних стабілізаторів не розповсюджуються на порівняння вартості робіт зі стабілізації колії та втрат залізниці за період дії обкатки. Оскільки під час обкатки поїзди рухаються з обмеженою швидкістю, то це викликає відповідні фінансові втрати. Обмеження швидкості не лише призводять

до зростання часу руху, але й у деяких випадках до підвищеного споживання паливно-енергетичних ресурсів. А на ділянках гальмування та розгону безпосередньо перед та за ділянками обмеження спостерігається більш інтенсивне розладнання колії та зростання витрат на її поточне утримання.

Авторами запропонована методика щодо оцінки економічної ефективності застосування динамічних стабілізаторів після виконання ремонтів колії для ділянок залізниць України з різними умовами експлуатації. Дана методика включає в себе розрахунок втрат залізниць, що зумовлені: додатковим часом руху, підвищеним споживанням паливно-енергетичних ресурсів та витратами на поточне утримання. З метою встановлення аналітичної залежності для визначення останньої складової методики, авторами було проаналізовано статистичні дані по Придніпровській та Львівській залізницях. Було опрацьовано інформацію про витрати на поточне утримання колії для кілометрів, на яких поїзди рухаються у режимі гальмування або розгону. При цьому враховувалися параметри поздовжнього профілю та плану лінії. А також вантажонапруженість ділянок залізниць.

Одержана методика дозволяє встановлювати ділянки залізниць, на яких замість обкатки колії після проведення планового ремонту з економічної точки зору доцільно в першу чергу застосовувати динамічні стабілізатори.

Оценка продольной нагруженности наливных неоднородных поездов при различных режимах торможения

Урсуляк Л. В., Романюк Я. Н., Ключевский В. В.,
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Research results of the highest level of longitudinal forces arising from inhomogeneous liquid trains in different modes. Considered a train length, formed from four-axle and tanks.

В докладе приводятся результаты численных экспериментов с неоднородными грузовыми поездами, полученные путем математического моделирования переходных режимов движения. Рассмотрены различные режимы торможений: экстренное (ЭТ), полные служебные торможения (ПСТ) с начальными скоростями движения 30-60 км/ч и регулировочные торможения II-ой ступенью с начальными скоростями движения 40...80 км/ч на горизонтальном участке пути, а также аварийные случаи разрыва тормозной магистрали.

В результате расчетов были получены диаграммы распределения по длине поезда максимальных усилий, тормозные пути и времена, в течение которых скорость движения снижалась на 10 км/ч при регулировочном торможении. Торможение растянутых поездов позволило получить наибольшие ударные усилия, а сжатых – усилия квазистатического характера.

Для решения данной задачи рассматривались поезда, составленные из 4-хосных и 8-осных вагонов-цистерн и 2-х локомотивов ВЛ-80т, расположенных в голове. Рассматривались поезда различной длины.

При математическом моделировании предполагалось, что в цистерны залита карбамидо-аммиачная смесь плотностью $\rho = 1,31 \text{ т/м}^3$ с разным уровнем недолива. Уровень свободной поверхности жидкости от верхней внутренней поверхности котла цистерны принимался удаленным на 1,35; 1,0 и 0,65 м.

При моделировании переходных режимов движения поездов, в состав которых входят цистерны с неполным наливом, жидкость представлялась одной подвижной относительно бака цистерны массой и массой неподвижной части жидкости. Предполагалось, что подвижные массы на высоте выше верхней «кромки» неподвижной массы «сочленены» с баком посредством «пружин». В данных исследованиях учитывалось перемещение подвижной части жидкости только в продольном направлении.

Оценивая продольную нагруженность поездов при торможении, предполагалось, что вагоны оборудованы воздухораспределителями с условным № 483, включенными на средний или груженный режим работы и композиционными тормозными колодками, а межвагонные соединения – упруго-фрикционными поглощающими аппаратами Ш-1-ТМ. Максимальное значение зазора в межвагонном соединении принималось равным 65 мм.

На основании проведенных численных экспериментов сделан сравнительный анализ наибольших продольных усилий, возникающих в неоднородных наливных поездах при различных режимах торможений, а также даны рекомендации по снижению продольной нагруженности в таких поездах.

Моделювання просторової перехідної кривої

Устенко С. А., Діданов С. В.,
НУК, Миколаїв, Україна

A method for modelling of spatial transition curve sections of railway track based on the parabolic distribution of curvature and torsion is presented. The work is a continuation of research conducted by the authors of the geometric modelling of the transition curves. To solve the system of nonlinear integral equations, numerical method is used. The software for geometric modelling of spatial transition curves is developed.

Однією з найважливіших галузей народного господарства України є залізничний транспорт, який забезпечує виробничі і невиробничі потреби матеріального виробництва, невиробничої сфери, а також населення в усіх видах перевезень.

Рух залізничного транспорту (швидкість потягів, безпека тощо) в значній мірі залежить від якості залізничної колії. При цьому особливу роль відіграє перехідна крива, вставкою якої забезпечується плавність переходу від прямолінійної ділянки до кругової. В даній роботі пропонується метод геометричного моделювання просторової перехідної кривої ділянки залізничного шляху при відомих точках закінчення прямолінійної ділянки та початку кругової ділянки заданого радіуса.

Метою статті є подальший розвиток геометричного моделювання перехідних кривих на основі заданого розподілу кривини та скруту. Робота є продовженням досліджень, що проводяться авторами з геометричного моделювання перехідних кривих залізничного шляху.

При з'єднанні прямолінійної та кругової ділянок у просторі потрібно забезпечити плавність перехідної кривої, а також рівність кутів нахилу дотичної (φ_1 і φ_2), відхилення кривої від дотичної площини (ψ_1 і ψ_2) та кривини (0 і $1/R$) на її кінцях. Для цього можна взяти криву, яка генерується за умови, що задано параболічні графіки розподілу кривини K та скруту X :

$$K(s) = a_1 s^2 + b_1 s + c_1;$$

$$X(s) = a_2 s^2 + b_2 s + c_2,$$

де $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ – невідомі параметри розподілів кривини та скруту, що знаходяться в процесі моделювання кривої; s – параметр кривої лінії, що є її довжиною.

Формули для обчислення кутів нахилу дотичної та відхилення кривої від дотичної площини знаходяться шляхом інтегрування рівнянь кривини та скруту. Підставивши обмеження щодо кутів нахилу дотичної та відхилення кривої від дотичної площини в початковій та кінцевій точках перехідної кривої, а також враховуючи наведені вище обмеження, отримаємо:

$$\varphi(s) = \varphi_1 + \frac{s^2}{S^2} \left[\frac{1}{R} (s - S) - \frac{\Delta\varphi}{S} (2s - 3S) \right];$$

$$\psi(s) = \psi_1 + s \left\{ \frac{\Delta\psi}{S} + (s - S) \left[\frac{a_2}{3} (s + S) + \frac{b_2}{2} \right] \right\},$$

де $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$, $\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1$, S – довжина дуги кривої від точки 1 до точки 2.

Взявши інтеграли від кутів отримаємо параметричні рівняння просторової перехідної кривої. Для знаходження невідомих a_2 , b_2 і S підставимо до них координати початкової та кінцевої точок і розв'яжемо систему інтегральних рівнянь числовим методом.

Таким чином, отримано метод моделювання просторової перехідної кривої. На основі цього методу розроблено програму геометричного моделювання просторових перехідних кривих ділянок залізничного шляху.

Об обновлении грузового подвижного состава в Украине

Ушкалов В. Ф.,

ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

The problem questions of renewal of the freight car fleet are considered

Как известно, железные дороги получают доход в основном за счет грузовых перевозок. Но в настоящее время степень износа грузовых вагонов в Украине достигла 86%. Необходимо обновление тележек и кузовов значительного числа вагонов. Замена изношенных тележек 18-100 новыми той же конструкции смысла не имеет, так как уже после 30...40 тыс. км пробега допускаемая скорость движения таких вагонов резко снижается и по-хорошему их надо ремонтировать еще до первого депоовского ремонта.

Замена всех старых вагонов вагонами нового поколения в обозримом будущем нерациональна по двум причинам. Во-первых, вагоны нового поколения значительно дороже вагонов существующего парка, и затраты на обновление будут очень большими. Во-вторых, в настоящее время ряд организаций в СНГ совместно с зарубежными специалистами работают над созданием различных моделей ходовых частей грузовых вагонов нового поколения, которые вряд ли будут взаимозаменяемыми. Нужны многолетние сравнительные эксплуатационные испытания и доводка новых конструкций.

Есть и другой путь. Не прекращая исследований по разработке одного-двух оптимальных (или хотя бы рациональных) вариантов модели грузового вагона нового поколения, в максимальной степени использовать остаточный ресурс наиболее металлоемких (и дорогих) элементов старых вагонов: в тележках – боковых рам и надрессорных балок, в кузовах – рам и каркасов кузова, автосцепных устройств с поглощающими аппаратами и др. Замена на улучшенные износостойкие элементы подлечит небольшое число быстро изнашиваемых деталей, часто сравнительно малого веса (скользунов, клиньев и фрикционных планок тележек, стальной обшивки кузовов и др.). Стоимость такой модернизации, например ходовых частей, сравнительно невелика. Так, при комплексной модернизации тележек стоимость существенно улучшенного вагона увеличивается всего на 2...2,5 %. Эти затраты полностью окупаются в течение первых нескольких лет эксплуатации за счет резкого уменьшения стоимости ремонта.

Что дает комплексная модернизация тележек? Во-первых, существенное улучшение динамических показателей в сравнении с вагоном-эталонном по мере роста пробега. В результате можно повысить скорости движения грузовых поездов как минимум до 90...100 км/ч независимо от пробега их вагонов. Во-вторых, увеличение в разы ресурса наиболее изнашиваемых элементов тележек, а, следовательно, и тележек в целом. В конце 2011 г. был произведен тщательный комиссионный осмотр 4-х комплексно модернизированных тележек двух первых опытных вагонов, находящихся в эксплуатации с начала 2000 г. Оказалось, что за 12 лет работы по перевозке руды в самом сложном маршруте в Украине через Карпатский перевал и пробеге более 900 тыс. км не ремонтировался и не заменялся ни один скользунок, ни один фрикционный клин с накладкой, ни один пятниковый узел. Износ гребней колес с профилем ИТМ-73 уменьшился в 2...3 раза. После ремонта обшивки кузовов и плановой замены

полімерних елементів вагони з тими ж тележками направлені в дальнішу експлуатацію.

В зв'язі з переходом к скользунам постійного контакту суттєво змінилося розподілення зусиль в боковинах тележок: продольні зусилля в них виникають і при гашенні коливаний вільня в стаціонарних режимах. Поєтому необхідно змінити методику вимірювань вертикальних сил і визначення коефіцієнтів запаса стійкості проти схода з рейс при проведенні динамічних ходових випробувань.

Построение расчетных возмущений для исследования динамики грузовых вагонов

Ушкалов В. Ф., Лапина Л. Г., Машченко И. А.,
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Methods of construction of calculating disturbances for study of freight cars dynamic performance are offered.

При теоретических исследованиях грузовых вагонов одним из необходимых условий получения достоверных прогнозных оценок показателей их динамических качеств является корректное задание входных возмущений. Информация для построения возмущений, действующих на рельсовый экипаж со стороны пути, может быть взята, например, из показаний вагона-путеизмерителя, который производит измерения геометрических параметров рельсовой колеи в процессе движения, т. е. под динамической нагрузкой.

Предложено несколько способов построения расчетного входного возмущения, включающего в себя четыре составляющие: симметричную вертикальную неровность рельсового пути, характеризующую неровности профиля пути и определяемую как полусумма вертикальных неровностей правой и левой рельсовых нитей; кососимметричную вертикальную неровность пути, характеризующую превышение одной рельсовой нити над другой и определяемую как полуразность вертикальных неровностей двух рельсовых нитей; горизонтальные неровности рельсовых нитей. Критерием приемлемости построенных возмущений является близость определенных с их помощью значений показателей динамических качеств вагонов и соответствующих экспериментальных данных.

Первый способ заключается в использовании в качестве составляющих расчетных возмущений записей показаний вагона-путеизмерителя, зарегистрированных на участке с достаточно высокой для заданного состояния пути балльностью и обработанных с учетом передаточной функции измерительной системы путеизмерителя. При этом симметричные вертикальные составляющие возмущения, полученные по записям просядок, которые зависят не только от геометрических неровностей пути, но и от силы воздействия поездной нагрузки на путь, следует откорректировать путем умножения на зависящие от массожесткостных параметров рассматриваемого вагона коэффициенты. Горизонтальные составляющие возмущения в корректировке не нуждаются; для них могут быть непосредственно использованы обработанные записи отклонений по направлению в плане.

Второй способ формирования расчетных входных возмущений в условиях недостатка экспериментальных данных о геометрии пути – это построение и применение теоретических реализаций неровностей, по спектральному составу соответствующих реальному пути. Используя аналитические выражения огибающих максимальных значений спектральных плотностей вертикальных (или горизонтальных) неровностей с отступлениями различной степени от норм содержания железнодорожного пути генерируются теоретические реализации неровностей с помощью алгоритма Райса – Пирсона. Расчетные возмущения формируются из определенного сочетания таких реализаций с учетом наибольших на участке степеней отступлений неровностей от норм и комбинации случайных фаз гармонических компонент.

Для третьего способа построения расчетных возмущений по результатам амплитудно-частотного анализа вертикальных составляющих возмущений, полученных в результате об-

работки записей вагона-путеизмерителя, определены частоты, которые являются характерными для неровностей железнодорожного пути в целом, и соответствующие им амплитуды. С использованием этих значений частот и амплитуд построена одна из моделей расчетного полигармонического возмущения, приемлемого для проведения исследований динамических качеств полувагонов.

Выбор элементов модернизации тележек модели 18-100 для использования в разных типах вагонов

Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Машченко И. А.,
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Based on the research results the recommendations on choice of elements of complex modernization of 18-100 trucks for use in tank cars, flat cars and hoppers are worked out.

Работа посвящена расширению применения комплексной модернизации тележек, успешно внедряемой в настоящий момент в полувагонах, на другие типы вагонов, в частности вагоны-цистерны, вагоны-хопперы и платформы.

Комплексная модернизация типовых тележек (модели 18-100) грузовых вагонов включает использование двух устройств компании А. Стаки (разработка США) – упругодиссипативного бокового скользуна постоянного контакта в узлах опирания кузова на ходовые части и износостойкого блока фрикционного гасителя колебаний «клин-планка», – адаптированных к подвижному составу стран СНГ, а также замену стандартного профиля колес износостойким профилем ИТМ-73 (разработка ИТМ). Как показал опыт эксплуатации полувагонов, такая модернизация позволяет на 20...40 км/ч увеличить диапазон эксплуатационных скоростей движения порожних вагонов, в 10...12 раз увеличить ресурс элементов системы демпфирования колебаний в рессорном подвешивании, более чем в 2 раза увеличить ресурс колесных пар по износу гребней колес и др. На 01.12.11 модернизировано более 35000 тележек.

В данной работе проведена оценка эффективности использования комплексно модернизированных тележек в вагонах-цистернах моделей 15-1547, 15-1443 (база 7,8 м), контейнерных платформах моделей 13-7071 (длиннобазная), 13-7073 (короткобазная) и вагонах-хопперах моделей 19-758 (цементовоз), 19-7016 (для сыпучих грузов).

Для этого разработаны расчетные схемы и математические модели рассматриваемых типов вагонов, которые учитывают конструктивные особенности их кузовов и модернизируемых узлов тележки и позволяют исследовать пространственные колебания экипажей при движении по пути произвольного очертания в плане. Выполнены многовариантные расчеты поведения этих вагонов с разными элементами модернизации тележек модели 18-100 при движении по прямым и круговым кривым участкам пути.

По результатам расчетов проведен анализ влияния элементов модернизации на динамические качества и износ колес данных вагонов, оценена целесообразность замены боковых жестких скользунов с зазорами в тележках модели 18-100 упругодиссипативными скользунами постоянного контакта, рассмотрены разные модели таких скользунов, оценена эффективность применения в данных экипажах комплексно модернизированных тележек модели 18-100 с износостойким профилем обода колес ИТМ-73.

На основании выполненных исследований разработаны рекомендации по выбору элементов комплексной модернизации тележек модели 18-100 для применения в цистернах, контейнерных платформах и вагонах-хопперах, внедрение которых позволит улучшить динамические качества указанных вагонов, а также существенно повысить ресурсные показатели наиболее изнашиваемых узлов тележек.

Анализ экспериментальных исследований прочности и надежности конструкции длиннобазной платформы

Федосов-Никонов Д. В.,
ГП «УкрНИИВ», Кременчуг, Украина

Strength, reliability and safe operation of long-wheelbase platforms continue to be of current concern. According to statistical operational data frames of long-wheelbase platforms are mostly broken down and damaged in midsection and transitional section areas.

Актуальным остаётся вопрос прочности, надежности и безопасной эксплуатации длиннобазных платформ. По статистическим данным эксплуатации, наибольшее количество разрушений и повреждений рам длиннобазных платформ происходит в зонах средней части и переходных сечений.

Максимальные напряжения в зоне средней части длиннобазных платформ возникают при перевозке большегрузных контейнеров. Причиной этому являются вертикальные динамические знакопеременные напряжения, обусловленные как неровностями рельсового пути, так и конструктивными особенностями платформ.

Вместе с тем, усталостные испытания одной из моделей длиннобазных платформ для перевозки контейнеров показали, что минимальный коэффициент запаса сопротивления усталости в зоне соединения хребтовой и шкворневой балок, со стороны консольной части составляет 1.09, что значительно меньше допускаемого значения.

Анализ усталостной прочности свидетельствует, что напряжения от вертикальной статической нагрузки в хребтовой балке в зоне соединения со шкворневой балкой, со стороны консольной части, составляют 116 МПа и 101 МПа в симметричных точках. В расчет по определению усталостной прочности были внесены корректировки исходных данных, учитывающие реально существующие в элементах конструкции напряжения от вертикальной статической нагрузки. Результаты расчета подтвердили, что значение коэффициента запаса сопротивления усталости некоторых основных элементов конструкции платформы ниже минимально допускаемого.

Внесенные изменения в конструкцию платформы (усиление опасных сечений, недопущение поперечных сварочных швов и т. д.), учитывающие результаты расчета, позволили повысить прочность конструкции. Выполненный расчет усовершенствованной конструкции и анализ усталостной прочности показал снижение напряжений от вертикальной статической нагрузки в зоне соединения хребтовой и шкворневой балок, со стороны консольной части с 116 МПа и 101 МПа до 74 МПа и 76 МПа соответственно. Минимальный расчетный коэффициент запаса сопротивления усталости получен для сечения хребтовой балки и составил 1,91, для других элементов конструкции – выше.

Выполненные исследования показали возможность увеличения коэффициента запаса сопротивления усталости конструкций длиннобазных платформ путём конструктивного усовершенствования.

Трение и сцепление в контакте тел (колесо-рельс)

Фридберг А. М.,
Завод по ремонту электроподвижного состава, Москва, Россия

The new version of the friction theory analyzes the impact of kinetic energies of the rolling body on adhesion, creepage and microsliding in the contact of elastic bodies. Theoretic formula and design equation are carried out to explain adhesion energy between a wheel and a rail. The paper studies the interaction between rail and wheels of a bogie and of a train and describes two new designs of wheelsets which were developed and tested on tram and subway cars.

В новой версии теории трения анализируется влияние кинетических энергий качения тела на сцепление в контакте упругих тел. В контакте тел осуществляется трансформация энергий, высокочастотные колебания и волнообразная деформация поверхностных слоев двух тел вдоль площадки их контакта. В поверхностных слоях образуются последовательно чередующиеся противоположно деформированные участки.

Между участками слоев, вследствие соединения их совместной и взаимной деформацией, возникают кратковременные неподвижные связи.

Сцепление тел – это совокупность многочисленных связей, которые препятствуют скольжению в контакте тел, и превращают площадку контакта на неподвижном теле в опору последовательным поворотам совершающему качение телу.

Прочность всех связей зависит от энергии сцепления тел, которая образуется из кинетических энергий поверхностного слоя тела при их трансформации в контакте тел.

Выведена теоретическая формула энергии сцепления, которая условно разделена на две части. Каждая часть энергии содержится в участках поверхностных слоев тел имеющих одно из двух противоположных деформаций в контакте тел. Соотношение частей энергии сцепления меняется в зависимости от кинетических энергий качения тела. Это является причиной значительных изменений сцепления при качении тел.

Анализируется действие сил и моментов при движении двухосной тележки, которое осуществляется благодаря сцеплению, превращающему площадку контакта колеса локомотивной колесной пары с рельсом в опору моменту силы тяги.

Если не допускать разрушения сцепления, то сила трения в контакте тел может плавно изменяться по величине и по направлению. Может стать равной нулю, если нет ускорения в качении тела, или значительно больше силы трения скольжения.

При любом режиме качения сопротивление движению оказывает момент трения, возникающий вследствие колебаний и диссипации энергии в контакте тел.

Для проверки новой версии проводились испытания контактного взаимодействия колес с рельсами при движении грузового поезда. При равномерном движении поезда, имеющего множество локомотивных и прицепных колес, отсутствовало отталкивание рельса, т.е. отсутствовало постоянное в одном направлении силовое воздействие поезда, анализируемого как единое целое, на рельсы за пределами габарита поезда.

Сцепление волнообразно деформированных поверхностных слоев двух тел препятствует скольжению тел, но не препятствует, вследствие высокочастотных колебаний, осуществлению крипа и микроскольжений отдельными маленькими порциями на разных участках площадки контакта тел. Поэтому изменение тяги и режима качения колеса осуществляется без разрушения сцепления по всей площади контакта колесо-рельс.

Выведена формула расчета энергии сцепления колеса с рельсом. Это маленькая часть кинетических энергий колеса, без которой сцепление и качение неосуществимо.

Новая версия применена для создания двух вариантов колесных пар с возможностью дифференциального вращения ободов колес при движении по криволинейному участку пути. Приводятся результаты их многолетних исследований и испытаний в метро и на трамвае.

Сравнительный анализ вертикальных и горизонтальных статических сил взаимодействия пути и экипажа с магнитным подвешиванием

Фришман Е. М., Иерусалимский технологический колледж, Израиль,
Уманов М. И., ДНУЗТ, Днепропетровск, Украина

This paper analyzes the relationship of the vertical and horizontal forces between the track and the vehicle of a transportation systems that use permanent magnets for magnetic suspension of the horizontal type. The permanent magnets are arranged in the horizontal plane and have an almost constant of the magnetization vector $\vec{J}$ throughout their entire volume ($\vec{J} = Const$).

В настоящей работе анализируется связь вертикальных и боковых сил взаимодействия, действующие в системе магнитной опоры горизонтального типа (магнитной подвески горизонтального типа МПГ), содержащей постоянные магниты, отличающиеся высокой стабильностью вектора намагниченности $\vec{J}$ по всему объему ($\vec{J} = \text{Const}$) и обладающие прямоугольной формой сечения.

Магнитные полосы располагаются в пути и на экипаже в горизонтальной плоскости с чередованием полярности. Расчеты сил взаимодействия производились при определенных значениях размеров поперечного сечения магнитных полос. В результате анализа полученных данных установлена связь вертикальных f_z и боковых сил, а также их соотношение в зависимости от величины рабочего зазора между магнитами пути и экипажа и их относительного бокового смещения $\tilde{y}$.

Для оценки работоспособности схемы МПГ вводится показатель эффективности μ_{eff} , определяемый как отношение вертикальной силы взаимодействия единицы длины системы к весу экипажных магнитов: $\mu_{\text{eff}} = f_z / mg$. Кроме этого показателя вводится также показатель устойчивости, равный отношению вертикальной силы к боковой при заданных параметрах магнитной системы подвешивания (физических и геометрических): $\gamma = f_z / f_y$.

С ростом ширины сечения магнитной полосы при одновременном увеличении ее высоты величина показателя устойчивости γ_y возрастает. Однако показатель эффективности μ_{eff} убывает. Сказанное справедливо при всех значениях рабочего зазора δ , принятых при анализе соотношения вертикальной и боковой сил. В то же время, увеличение рабочего зазора, несмотря на уменьшение показателя эффективности, сопровождается заметным увеличением показателя устойчивости, что характеризует улучшение качества подвешивания.

Моделирование фрикционного контакта «колесо - рельс»

Цыгановский И. А., Костюкевич А. И.,
ВУНУ, Луганск, Украина

The aim of the paper is modeling of a steady – state frictional contact between railway wheel and rail. The model developed includes frictional heating of contact surfaces and use experimental results of friction (adhesion) coefficient dependence on the temperature in contact zone. The results of wheel – rail adhesion modeling for different frictional conditions are shown.

Задача моделирования контактного взаимодействия катящегося тела (колеса) с основанием (рельсом) при передаче тягового (тормозного) момента в общем виде может быть сформулирована следующим образом: найти реакцию со стороны основания при заданных фрикционных условиях контактирования, нормальной нагрузке на тело, форме и упругих свойствах контактирующих тел, векторе жесткого скольжения.

В такой постановке решение задачи представляет большие трудности. С целью упрощения задачи считают, что материалы тела и основания обладают одинаковыми упругими свойствами, а характерные геометрические размеры тел много больше зоны контакта. Эти допущения позволяют разделить задачу на две более простые: нормальную и тангенциальную. В ходе решения нормальной задачи определяется зона контакта и распределение по ней нормальных напряжений. Эти результаты используются в качестве исходных данных при постановке тангенциальной задачи, целью решения которой является определение поля касательных напряжений (силы сцепления) и поля истинных скольжений.

В подавляющем большинстве работ, посвященных исследованию контакта «колесо - рельс» коэффициент трения скольжения считается константой и изменяется в широком диапазоне. Таким образом, результаты моделирования напрямую зависят от выбранного иссле-

дователем значения. Однако согласно современным исследованиям в области трибологии коэффициент трения зависит от множества факторов фрикционного взаимодействия. Наиболее значимыми из них являются вертикальная нагрузка и температура в области контакта. На настоящий момент в трибологии не существует адекватной теоретической модели, описывающей зависимость коэффициента трения от приведенных выше факторов, поэтому альтернативой аналитической зависимости является получение этой зависимости экспериментально.

Сотрудниками кафедры железнодорожного ВУНУ им. Даля была разработана так называемая «машина трения». Функционально машина трения состоит из тележки с размещенными на ней разгонным устройством, ориентирующим и измерительным узлом, а так же микропроцессорным измерительным блоком. Методика проведения экспериментов предусматривала приложения к рабочему ролику заданного вертикального усилия. Затем с помощью разгонного устройства машина трения разгонялась до заданной линейной скорости. Далее к ролику прикладывался крутящий момент, который постепенно наращивался до срыва ролика в боксование.

В данной работе представлен алгоритм решения контактной задачи для произвольных поверхностей колеса и рельса с учетом фрикционного разогрева поверхностей контактирующих тел и использованием полученной экспериментально зависимости коэффициента трения от температуры в контакте. Приведены результаты моделирования сцепления колеса с рельсом для различных фрикционных условий взаимодействия.

Совершенствование контроля прочности и разборки соединений с гарантированным натягом колесных пар вагонов

Чернин Р. И., Чернин И. Л.,
БелГУТ, Гомель, Беларусь

The problems of securing control of the strength of press-fit parts on the wheelset axles of cars and the use of cost-effective technologies dismantling joints with guaranteed interference fit for discharge of liquid lubricant from the end of conjugation

Совершенствование технологических процессов сборки соединений с гарантированным натягом и технической диагностики механических и тепловых напрессовок по прочности сопряжения деталей сформированных соединений является важной производственной задачей в вагоностроении и в вагоноремонтном производстве. Развитие технологии крепления деталей с натягом на осях представляется в следующих направлениях: совершенствование механической запрессовки при формировании колёсных пар; использование тензометрического контроля НДС соединений для проверки прочности напрессовки колец подшипников и дополнительного контроля прочности механической запрессовки при сборке его с осью; новый способ оценки прочности напрессовки колец подшипников при реализации гидрораспора от высокого давления жидкой смазки между поверхностями сопряжения деталей; оценка прочности напрессовки внутренних колец буксовых подшипников по величине аксиального усилия относительного сдвига; новые принципиальные схемы гидропрессовой сборки-разборки соединений колец подшипников и цельнокатаных колёс с осями колёсных пар вагонов; теоретическое обоснование, экспериментальная проверка способов контроля прочности напрессовок по фактическому уровню полученного НДС охватывающей детали соединения и при использовании гидрораспора в сопряжении от высокого давления жидкой смазки, нагнетаемой в зону сопряжения с торца контролируемого соединения с гарантированным натягом. В данном случае вопрос касается оценки прочности продольно- и поперечно-прессовых напрессовок на оси роликовых колёсных пар вагонов. Применяемый технологический контроль прочности напрессовки охватывающей детали соединения должен обеспечивать достоверную оценку сформированного соединения с натягом кольца буксового подшипника с шейкой оси колёсной пары, исключить вероятность аксиального относитель-

ного сдвига и проворачивания кольца на шейке оси. При отсутствии эффективного контроля сборки соединений неизбежны отцепки грузовых и пассажирских вагонов в ремонт по гребню буксовых узлов и изломы осей колёсных пар в эксплуатации. Срок службы колёсных пар вагонов может быть значительно увеличен при оптимальном варианте осуществления контроля сборочного процесса по прочности их соединений с гарантированным натягом. Рассматривается вопрос выбора наиболее приемлемой методики оценки фактической прочности сопряжения деталей и разработки рекомендаций по применению новой технологии осуществления выходного контроля вновь формируемых сопряжений с гарантированным натягом, а также проведения контрольных проверок прочности посадки ранее напрессованных на шейки осей колец подшипников при проведении полной ревизии буксовых узлов роликовых колёсных пар в эксплуатации и при выполнении плановых видов ремонта вагонов. Для маслосъёма забракованных колец буксовых подшипников предлагается использовать разработанные гидрофицированные устройства. Осуществлена экспериментальная проверка выполненных разработок. Техническая новизна, полезность и востребованность выполненных в отраслевой научно-исследовательской лаборатории «ТТОРЕПС» Белорусского государственного университета транспорта разработок подтверждается полученными (более 20) патентами РБ и РФ (на изобретения и полезные модели) и определяет актуальность вопросов, решаемых по проблеме дальнейшего совершенствования технологии контроля прочности и демонтажа соединений с гарантированным натягом колёсных пар, повышения их прочности на относительный сдвиг и проворачивание, увеличения долговечности осей.

Прогнозування ходових якостей електровоза ЧС7 при підвищених швидкостях руху

Черняк Г. Ю., Щербина Ю. В.,
ДП «ДНДЦ УЗ», Київ, Україна

With the means of the developed computer model of the electric locomotive CS7 series dynamics it's running properties at high speeds are investigated. Dependences of motion safety indexes and comfortable ride on the wearing out degree of wheel tread are set.

Проблема достовірного прогнозування динамічних показників рухомого складу набуває все більшої актуальності у зв'язку із реалізацією заходів щодо організації швидкісного руху на залізницях України. Вирішення цього завдання істотно залежить від адекватності математичних моделей, які використовуються для досліджень динаміки рейкових екіпажів. Забезпечити відповідність результатів математичного моделювання реальним динамічним процесам, які супроводжують рух швидкісного рейкового екіпажу при підвищених швидкостях руху, стає можливим за умови ретельного відображення у відповідних моделях конструктивних особливостей екіпажних частин і зовнішніх чинників, основними з яких є нерівності колії.

Зношеність в експлуатації окремих елементів рухомого складу або верхньої будови колії також здійснює істотний вплив на динамічні показники і може стати критичною за умови безпеки руху. Для прогнозування динамічних показників безпеки руху електровоза ЧС7, для якого розглядається можливість використання у швидкісному русі, розроблено комп'ютерну модель його динаміки в програмному комплексі «Універсальний механізм». В цій моделі динамічний об'єкт представлено просторовою системою 82 твердих тіл, з'єднаних пружними і дисипативними елементами, з 164 степенями вільності. Комп'ютерна модель параметризована, тобто основні інерційні та геометричні параметри, а також параметри елементів першого й другого ступенів підвішування задані з використанням ідентифікаторів. Це дозволяє визначати всі нормовані динамічні показники, у тому числі такі, що характеризують умови безпеки руху локомотива при відхиленнях дійсних параметрів від номінальних. Комп'ютерна модель динаміки електровоза враховує конструктивні особливості електровоза ЧС7 і дозволяє відтворювати характеристики взаємодії коліс і рейок з різними степенями

зношеності робочих поверхонь. Адекватність розробленої моделі підтверджена шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними, при цьому в якості параметрів зіставлення використано прискорення кузова і рам візків електровоза при швидкостях руху до 120 км/год.

За допомогою розробленої комп'ютерної моделі динаміки електровоза ЧС7 досліджено динамічну навантаженість екіпажної частини при русі з підвищеними швидкостями на колії з нерівностями, що відбивають задовільний стан її утримання. Визначено, що показники плавності ходу електровоза ЧС7 в вертикальному й горизонтальному напрямках при швидкостях руху до 160 км/год знаходяться в межах допустимих нормативних значень, коли профіль поверхні кочення коліс близький до початкового, тоді як збільшення зносу поверхні кочення коліс призводить до погіршення показників динаміки, у зв'язку з чим виникає питання щодо можливості обмеження швидкості руху локомотива цього типу.

На підставі спланованого обчислювального експерименту щодо ступеня зносу профілю поверхонь кочення коліс електровоза ЧС7 і зміни параметрів колійної структури отримано залежності показників стійкості колісних пар в рейковій колії від швидкості руху. Встановлено граничний рівень зносу поверхонь кочення коліс, при якому подальша експлуатація рухомого складу призводить до виникнення ризику сходу колісних пар з рейок.

Сравнительный анализ конструкции и принципа действия авторежимов 265А-4 и 265А-4М

Шелейко Т. В.,
ГП «УкрНИИВ», Кременчуг, Украина

The results of the comparative analysis of design and operation principle of automatic mode adjuster 265A-4 (Transpneumatic Co) and automatic mode adjuster 265A-4M (FED the Kharkov machine-building factory, GP)

Новые тенденции развития грузового вагоностроения, такие как увеличение осевой нагрузки и скоростей движения, требуют создания тележек с увеличенным до (50...55) мм прогибом рессорных комплектов под грузом, что с одной стороны улучшает ходовые характеристики грузовых вагонов, а с другой – обуславливает необходимость расширения диапазона регулирования давления воздуха в тормозном цилиндре, которое невозможно обеспечить серийно выпускаемыми авторежимами 265А-1.

С целью расширения диапазона регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки вагона были разработаны новые модели авторежимов – 265А-4 (ОАО «Транспневматика») и 265А-4М (ГП «Харьковский машиностроительный завод «ФЭД»). Основным различием указанных авторежимов является подход в реализации хода сухаря при прогибе рессорных комплектов под грузом.

С целью определения возможности регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре во всем диапазоне загрузки вагонов и обеспечения нормативных требований относительно отсутствия юзовых ситуаций при торможении как полностью, так и частично загруженных вагонов, осуществлены аналитические и экспериментальные исследования указанных авторежимов.

Анализ конструкции и принципа действия авторежима 265А-4 показывает, что максимальный ход сухаря, допустимый конструкцией авторежима, достигается значительно раньше (при загрузке вагона существенно ниже 100 % грузоподъемности) максимального прогиба рессорных комплектов при 100 % загрузке вагона. Это исключает возможность регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре во всем диапазоне загрузки вагона.

Анализ конструкции и принципа действия авторежима 265А-4М показывает, что в нем предусмотрен регулировочный рычаг, который обеспечивает необходимый с учетом степени загрузки вагона ход сухаря, заданный полиномиальной функцией зависимости его от

хода демпфера. Это позволяет максимально расширить диапазон регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки вагона и характеристик рессорного подвешивания тележек.

Диапазон регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре вагона на тележках с прогибом рессорных комплектов под грузом 5,27 см при нагрузке 23,5 тс/ось, нормативном диапазоне давления воздуха в тормозном цилиндре при среднем режиме торможения (3,0–3,4) кгс/см² и груженом – (4,0...4,5) кгс/см² составляет (86...92)% грузоподъемности.

Использование авторежима 265А-4М полностью обеспечивает требуемый диапазон регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки вагона и характеристик рессорного подвешивания тележек. При торможении как полностью, так и частично загруженных вагонов, отсутствуют юзовые ситуации при среднем и при груженом режимах торможения и реализуются расчетные тормозные коэффициенты с запасом по сцеплению колес с рельсами в пределах нормативных требований.

Загальна методика досліджень процесів функціонування елементів колодкової гальмівної системи

Шелейко Т. В., Водянніков Ю. Я., Свистун С. М.,
ДП «УкрНДІВ», Кременчук, Україна

The general methodologies for process function research of the elements of the brake block system are given. The necessity of which is conditioned by damage wheels of freight cars during braking of the high temperature regime of a friction pair wheel-block and union of wheel pairs.

В даний час, коли новими тенденціями розвитку вантажного вагонобудування є збільшення осьового навантаження і швидкостей руху, особливу актуальність набувають питання, пов'язані з теоретичними і практичними дослідженнями процесів функціонування окремих складових колодкової гальмівної системи, недосконалість яких в процесі гальмування призводить до завищеного температурного режиму фрикційної пари колесо-колодка, юзу колісних пар і, як наслідок, пошкоджуваності вагонних коліс і рейок, збільшуючи витрати Укрзалізниці на утримання рухомого складу і залізничної колії.

Дослідження окремих процесів вимагає стабільності інших факторів (у тому числі й експлуатаційних), чого неможливо досягти в умовах експлуатації вантажних вагонів. Тому їх слід проводити або в лабораторних умовах моделювання процесу гальмування, або шляхом проведення експериментальних досліджень на натурних зразках за умов максимально наближених до реальних в експлуатації. При цьому, більш раціональними, і до того ж менш витратними, з огляду на сучасний економічний стан країни, методами вирішення даної науково-прикладної задачі слід розглядати методи математичного моделювання, а для обробки числового матеріалу і побудови емпіричних залежностей випадкових величин, якими є змінювані величини процесу гальмування, використовувати фундаментальні методи теорії імовірності і математичної статистики, що дозволяють компенсувати неможливість повного врахування конкретних законів змінювання кожного фактора закономірностями їх масового проявлення.

Підставою для застосування цих методів має бути достатньо великий об'єм експериментальних даних, що дозволив би оцінити стан питання, виявити закономірності виникнення і розподілу випадкових величин для прийняття відповідних заходів чи надання рекомендацій з їх усунення або стабілізації, а результатами – могли б бути рекомендації з удосконалення етапу проектування елементів колодкової гальмівної системи, а також нові критерії чи нові підходи в оцінюванні її роботоздатності. Передусім це стосується основних факторів, від яких залежить оптимальне співвідношення гальмівної сили і сили зчеплення коліс з рейками, а також недопущення проковзування коліс рухомого складу (юз), коли гальмівна сила перевищує силу зчеплення, тобто:

✓ підвищення стабільності величини гальмівної сили шляхом удосконалення важільної передачі;

✓ зменшення розкидів значень коефіцієнта тертя і розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок, які на відміну від середніх значень не значно впливають на гальмівну ефективність одиниці рухомого складу, однак, їх суттєві викиди вгору можуть провокувати юзові ситуації, а викиди вниз – знижувати ефективність гальмівних засобів.

Адекватність математичних моделей процесів функціонування елементів колодкової гальмівної системи підтверджується стандартними процедурами перевірки результатів досліджень і задовільною збіжністю теоретичних та експериментальних результатів, доводячи таким чином, що застосування методів математичного аналізу дозволяє у сучасних ринкових умовах, які характеризуються насамперед обмеженістю фінансових ресурсів, здійснювати не тільки контроль використання наявного потенціалу будь-якого процесу, а й створює умови для розробки та подальшої реалізації успішної стратегії з його покращення.

**Деформация полупространства с вертикальной цилиндрической выработкой,
подкрепленной жестким включением,
при произвольном осесимметричном нагружении**

Шулайкина Е. Г.,
ФГБОУ ВПО ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

This article is about an investigation of the problem of deformation of a half-space with a vertical cylindrical development whose walls are reinforced by rigid inclusion. Considered a variant of the problem, in which the surface of the half-day loaded randomly. The author also evaluated the influence of loading type on the half-day surface of a half-space. Results of investigation permit to optimize the character of the loading of a surface.

В практике строительства нередко встречаются деформируемые системы, представляющие собой слоистый массив с вертикальной цилиндрической выработкой, стенки которой подкреплены включением. В первую очередь к ним относятся шахты и опускные колодцы. При этом, конструкции подобных сооружений, как правило, занимают осесимметричное, или близкое к нему расположение относительно оси вертикальной выработки. Это позволяет трактовать их как пространственные осесимметричные сооружения, допускающие для расчетов соответствующие аналитические и численные методы строительной механики. Также стоит отметить, что во многих механизмах и машинах присутствуют зоны с концентрацией напряжений в виде отверстий. В этом случае возникает необходимость исследования напряженно-деформируемого состояния системы «слой-полупространство». В частности, исследование задачи о деформации полупространства с вертикальной цилиндрической выработкой, стенки которой подкреплены жестким включением.

К настоящему времени данная задача для случая осесимметричного нагружения дневной поверхности массива в теоретическом отношении исследована достаточно хорошо. Показана незамкнутость решений такой задачи в случае точного аналитического подхода. Построены и исследованы на регулярность соответствующие операторные уравнения, получены некоторые численные результаты для одного из частных вариантов нагружения дневной поверхности полупространства.

Однако с позиций практического использования инженерами-расчетчиками и проектировщиками такое решение требует дальнейшей разработки. При этом основные направления исследования, составляющие суть настоящей работы, таковы.

Разрабатывается программа, доступная для практического применения инженерами – расчетчиками. Рассматриваются различные варианты нагружения дневной поверхности, в том числе и, когда грузовая функция не позволяет получить интегральную трансформанту

Вебера в явном виде. В таких случаях практические расчеты сводятся к двойным или тройным интегралам.

На основании расчетов, выполненных по достаточно сложным программам, определяются некоторые формулы для составляющих тензора напряжений и перемещений. Соответственно, появляется возможность оценки осадок дневной поверхности полупространства с подкрепленной вертикальной цилиндрической выработкой для случая произвольного осесимметричного нагружения. Таким образом, данная расчетная программа позволяет оптимизировать характер нагружения дневной поверхности массива.

Алфавитный указатель

B

Bauer P.....58

K

Kalivoda J.58

A

Акашев М. Г.....67
 Андрейко І. М..... 105, 106
 Андреев В. С.....134
 Анофрієв В. Г.....91
 Арбузов М. А..... 15, 122, 123
 Артамонов Е. И.....16
 Артьомов В. Є.....118
 Астанин Н. Н.71
 Атаманчук Н. А.16

Б

Бабаев А. М.....92
 Бабанин В. С.....104
 Бабенко А. И.....111
 Бабка Я.....78
 Байдак С. Ю.....74, 75
 Балтабаев А. С.....17
 Басс К. М.....18
 Безрукавый Н. В.18, 108
 Белгородцева Т. М.....135
 Белогуб В. В.....131
 Беляев Г. Д.....19
 Беспалько С. В.....20
 Бидуля А. Л.....67
 Бідун О. М.....90
 Блохин Е. П..... 21, 22, 23, 24
 Богачев В. И.....20
 Боднар Б. Є.....25
 Болдырев А. П.....59
 Бондаренко А. И.....29
 Бондаренко Б. М.....30
 Бондаренко І. О.....27, 28
 Бондарев О. М.....26
 Бороненко Ю. П.....31, 135
 Браславец Ю. В.....47
 Бруякин В. К.....93

Брюнчуков Г. И.133
 Бубнов В. М.....95
 Бурейка Г.31
 Бурылов С. В.....52, 56
 Бучинскас В.32
 Бызов В. В.....33
 Быков В. А.33

B

Вайчюнас Г.34
 Вакуленко І. О.35, 106
 Варава В. И.36, 37
 Васильев А. С.....59
 Верхняцкий О. А.....134
 Візняк Р. І.....38
 Водяніков Ю. Я.44, 151
 Воробьев Н. К.....24
 Ворон М. М.....101
 Воронова Н. И.....39
 Воскобойник В. Э.....56

G

Гаркави Н. Я.40
 Гернич Н. В.....107
 Горбунов Н. И.....41
 Горобец В. Л.....42, 43
 Горобец Д. В.....98
 Грановская Н. И.....21
 Грановский Р. Б.21
 Гречко А. В.....44
 Гриндей О. О.45
 Гриндей П. О.45
 Губар О. В.....134
 Губерна Н. А.....95
 Гуня В. Е.115
 Гусак М. А.75
 Гялумбицкас Г.34

D

Даценко В. Н.....46
 Дерий А. Г.....51
 Децюра О. Я.....25
 Джаганян А. В.....50
 Дзензерский В. А.....51, 52, 53, 56
 Дзичковский Е. М.....21, 23, 137

Дзюба А. А.	109
Дзюба С. Ю.	85
Діданов С. В.	141
Дмитрусенко Н. С.	66
Донченко А. В.	54
Дьомін Р. Ю.	47, 48
Дьомін Ю. В.	49

Е

Емельянов И. Г.	55, 88
Ефименко А. Ю.	51

З

Заболотний О. М.	40, 55
Зайцев Н. Н.	56
Зигура А. А.	110
Зимакова М. В.	57, 130
Зубачев В. О.	33

И

Иванов В. А.	51, 52
-------------------	--------

К

Казаха Ю. И.	52
Каленик К. Л.	122, 123
Карпенко В. В.	40
Кебал И. Ю.	109
Кебал Ю. В.	95, 97
Кеглин Б. Г.	59
Кирильчук О. А.	109, 121
Клименко И. В.	22, 40, 107
Клюевский В. В.	140
Ковальов В. В.	139
Ковальчук С. В.	26
Ковтанец М. В.	41
Кожокарь К. В.	60, 132
Козлов П. В.	61
Колесников С. Р.	97
Коломієць О. П.	90
Колот А. В.	61, 62
Колот В. А.	62
Комарова А. Н.	31, 63
Константіді В. С.	48, 64
Корженевич И. П.	65
Корольков Е. П.	66
Коротенко М. Л.	22
Коссов В. С.	67

Кострица С. А.	23, 68, 69
Костюкевич А. И.	147
Кочетков Е. В.	70
Кравец В. В.	18
Кравец Т. В.	18
Краснов О. Г.	67, 71
Красюков Н. Ф.	116
Кривчиков А. Е.	21, 23, 137
Кудашко І. І.	72
Кузнецов Н. А.	33
Кузнецова Т. И.	53
Кузьмин А. Б.	73
Куклишин О. А.	111
Кукушина Н. А.	74
Кулик В. В.	105
Курган А. М.	82
Курган Д. М.	27, 28
Курган М. Б.	65, 74, 75, 76
Куриленко І. В.	123
Кюре Г.	78

Л

Ланц Є. В.	123
Лапина Л. Г.	143
Лашер А. Н.	79
Левит Г. М.	36, 37, 80
Лесничий А. Ю.	42
Лесничий В. С.	81
Лингайтис Л.	34
Линник Г. О.	82
Лисак В. А.	123
Литвиненко О. Н.	40
Ліщинський О. В.	47
Ловська А. О.	38
Лунис О.	32
Луханін М. І.	83
Луценко Г. Г.	50, 84
Людвинавичюс Л.	31

М

Макеев С. В.	131
Малишев Ю. В.	85
Мальшева И. Ю.	144
Мамонтов С. В.	36, 37, 80
Манашкин Л. А.	86
Манкевич Н. Б.	95
Марков Ю. С.	139
Маркуль Р. В.	122
Мartiнов І. Е.	87
Мащенко И. А.	143, 144

Миронов В. И.	55, 88, 89
Мишин В. Н.	115, 135
Мищенко А. А.	93
Мищенко В. П.	84
Мокрый Т. Ф.	144
Мостович А. В.	90
Мунгин А. А.	91
Мурадян Л. А.	91, 92, 93
Мямлин С. В.	24, 83, 86, 94, 95, 97

Н

Надеждін Ю. Л.	35
Настечик М. П.	122
Науменко Н. Е.	98, 99
Недужа Л. О.	83
Никоненко А. Н.	50, 84
Новиков В. Ф.	56, 100
Новогрудский Л. С.	101

О

Оганьян Э. С.	73
Опанасенко А. В.	50
Оправхата Н. Я.	101
Орлова А. М.	102, 103, 104, 128
Орловський А. М.	123
Осташ О. П.	105, 106
Очкасов О. Б.	25

П

Пальянов А. А.	108
Панасенко В. Я.	107
Панченко П. В.	123, 124
Пасичник С. С.	108
Пастернак Н. А.	109, 110
Патласов А. М.	110, 111, 124
Петренко В. Л.	112
Петренко В. О.	90
Петухов В. М.	113
Подбельников И. В.	108
Поляков В. А.	114
Попков С. В.	33
Попов А. В.	118
Прилуцких В. Ф.	115
Пришедько Е. Н.	79
Пройдак С. В.	35
Прокопцев В. І.	105
Просвирина О. В.	41
Протопопов А. Л.	116

Профатилов В. І.	30
Пулария А. Л.	42, 43
Путято А. В.	131
Пшенько В. О.	97
Пшінько П. О.	117, 117

Р

Радченко Н. А.	53
Разгонов А. П.	30
Распопов О. С.	118
Расулов Ш. С.	119
Резник Д. О.	108
Рейдемейстер А. Г.	24, 121
Резнік Д. О.	120
Рибкін В. В.	122, 123, 124, 134
Романова А. А.	115
Романюк Я. Н.	140
Рослик А. В.	110
Рыжов С. В.	43
Ряднов А. В.	66

С

Савицкий В. В.	122
Савлук В. Є.	28, 125, 127
Саидова А. В.	128
Салимжанов С. М.	129
Самойлов А. О.	33
Сараев А. С.	57, 130
Свистун С. М.	151
Сенько В. И.	131
Сергиенко Н. И.	13, 24
Сирота С. А.	98
Скобленко В. М.	26
Скосарь В. Ю.	52
Слащов В. А.	41
Смирнов Н. В.	138
Собержанский Н. А.	132
Соболевская М. Б.	98
Сокуп М.	78
Сорокалет А. В.	92, 121
Ступак А. Е.	132
Ступак Е. М.	132
Субачюс Р.	32
Султан А. В.	23
Сухих И. В.	81, 103
Сухов А. В.	133

Т

Татуревич А. П.	134
Теличко И. Б.	98
Титова Т. С.	135
Товт Б. Н.	23, 69, 136, 137
Тохчукова М. Р.	60, 138
Трегуб А. І.	64
Третьяков А. В.	57, 130
Турутин И. В.	104

У

Уманов М. И.	79, 100, 111, 134, 139, 146
Урсуляк Л. В.	140
Устенко С. А.	141
Учанин В. Н.	50, 84
Ушкалов В. Ф.	142, 143, 144

Ф

Федоров Е. Ф.	40
Федорович О. С.	48
Федосов-Никонов Д. В.	145
Фридберг А. М.	145
Фришман Е. М.	79, 146

Х

Хачапуридзе Н. М.	53, 114
Хижа И. Ю.	98, 99
Хмелевская Н. П.	65
Хохуля И. Л.	95
Хрущ И. К.	98

Ц

Циюпа А.	21, 23
---------------	--------

Цыгановский И. А.	147
Цыганская Л. В.	16, 29, 60, 132, 138

Ч

Чернин И. Л.	148
Чернин Р. И.	148
Чернишова О. С.	85, 139
Черняев Д. В.	25
Черняк Г. Ю.	49, 149
Черняков М. М.	76

Ш

Шатунов А. В.	121
Шатунова Д. А.	121
Шашкова Е. В.	116
Швец А. О.	83
Шелейко Т. В.	44, 54, 150, 151
Шикунов А. А.	121
Шлюшенков А. П.	59
Шнуровой С. В.	52
Шулайкина Е. Г.	152

Щ

Щербakov Е. А.	103
Щербина Ю. В.	149

Ю

Юдін В. О.	87
-----------------	----

Я

Ягода Д. О.	26
Якушев А. В.	55, 88, 89
Яценко Л. Ф.	64

АБРЕВИАТУРА ОРГАНИЗАЦИИ, ЕЕ ПОЛНОЕ НАЗВАНИЕ И АДРЕС

ОАО «ВНИКТИ»	Открытое акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава». 140402 Россия, Коломна, Московская обл., ул. Октябрьской революции, д. 410.
АО «АВРЗ»	Акционерное общество «Акмолинский вагоноремонтный завод». 01007 Республика Казахстан, Астана, ул. Тайбурыл, д. 7/2.
БГТУ	Брянский государственный технический университет. 241035 Россия, Брянск, ул. 7-я Линия 15, 33.
ВГТУ	Вильнюсский технический университет им. Гедиминаса. Ул. Басанавичаус д. 28, LT-03224, Вильнюс, Литва.
ДНУЖТ (ДНУЗТ, ДИИТ)	Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна. 49010 Украина, Днепропетровск, ул. Акад. В. Лазаряна, 2.
ДП «ДНДЦ УЗ»	Державне підприємство «Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України». 03038 Україна, Київ, вул. І. Федорова, 39.
ИТМ НАНУ и НКАУ	Институт технической механики национальной академии наук Украины и национального космического агентства Украины 49005 Днепропетровск, ул. Лешко-Попеля, 15.
ИТСТ НАНУ «Трансмаг»	Институт транспортных систем и технологий Национальной академии наук Украины «Трансмаг». 49005 Україна, Днепропетровск, ул. Писаржевского, 5.
НУК	Миколаївський національний університет кораблебудування. 54015 Україна, Миколаїв, вул. Никольська, 4, кв. 8.
ОАО «ВНИИЖТ»	Открытое акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта». 107996 Россия, Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10.
ОАО «НВЦ «Вагоны»	Открытое Акционерное общество «Научно-внедренческий центр «Вагоны». 190031 Россия, Санкт-Петербург, Московский пр., 10-12, лит. Д, пом. 64-Н.
ООО «Трансолушнз СНГ»	Компания ООО «Трансолушнз СНГ». Россия, Москва, Путейский тупик, д. 6.
ПАТ «Рейл»	Публічне акціонерне товариство «Рейл» 11604 Україна, Малин, Житомирська обл., вул. Огієнка, 61А.
ПрАТ «МІНТЕК»	Приватне Акціонерне Товариство (ПрАТ) «МІНТЕК». 84331 Україна, Донецька обл., Краматорськ, вул. Ювілейна, 72
ТашИИТ	Ташкентский институт инженеров железнодорожного транс-

	порта. 100125, Республика Узбекистан, Ташкент, Академгородок, ул. Ф. Ходжаева, 31
--	--

УкрДАЗТ	Українська державна академія залізничного транспорту. 61050 Україна, Харків, пл. Фейербаха, 7.
УкрНДІНК	Український науково-дослідний інститут неруйнівного контролю. 04080 Україна, Київ-80, ф/с 43.
УО «БелГУТ»	Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта». 246653 Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Кирова 34
ФГБОУ ВПО ПГУПС	Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Петербургский государственный университет путей сообщения». 190031 Россия, Санкт-Петербург, Московский пр., дом 9.

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

Інститут технічної механіки Національної академії наук України
та Національного космічного агентства НАН України

Науково-виробниче підприємство «УКРТРАНСАКАД»

Тези доповідей
ХІІІ Міжнародної конференції
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу, енергозбереження

Комп'ютерне оформлення:
Клименко І.В.

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 _____ -