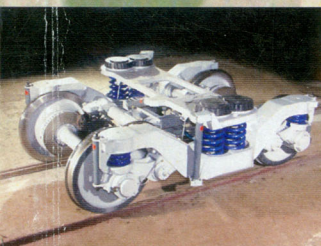




ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА



ВІСНИК

Дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту імені акад. В. Лазаряна

Випуск 7

Дніпропетровськ
2005



МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

В І С Н И К

**Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна**

Випуск 7

Дніпропетровськ
2005

ББК 39.2
В53
УДК 625.1+626.2

Редакційна колегія:

Головний редактор д-р техн. наук *Пишійко О. М.*
Члени редколегії: д-ри техн. наук *Біляєв М. М., Блохін Є. П., Боднар Б. Є., Босов А. А., Браташ В. О., Гетьман Г. К., Даніленко Е. І., Доманський В. Т., Дубинець Л. В., Жуковицький І. В., Загарій Г. І., Казакевич М. І., Коротенко М. Л., Костін М. О., Петренко В. Д., Пунагін В. М., Рибкін В. В., Разгонов А. П., Савчук О. М., Хандецький В. С., Шафіт Є. М.*;
д-ри фіз.-мат. наук *Гаврилюк В. І., Кравець В. В.*;
д-ри хім. наук *Плахотнік В. М., Фєдін О. В.*;
д-ри екон. наук *Бабіч В. П., Зайцева Л. М., Крамаренко В. Д., Покотілов А. А.*
Відповідальний секретар канд. техн. наук *Корженевич І. П.*

*Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 7704.
Видане Державним комітетом телебачення і радіомовлення України 08.08.2003 р.*

Друкується за рішенням вченої ради Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна від 21.03.2005, протокол № 8

В53 **Вісник** Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Вип. 7. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2005. – 108 с.

У статтях наведені результати наукових досліджень, виконаних авторами в Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна та інших організаціях. Статті присвячені вирішенню актуальних питань залізничного транспорту за такими напрямками: рухомий склад і тяга поїздів, ремонт та експлуатація засобів транспорту, автоматизовані системи керування, моделювання задач транспорту та екології, економіка транспорту.

Вісник становить інтерес для працівників науково-дослідних організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів та інженерно-технічних працівників.

В статтях отражены результаты научных исследований, выполненных авторами в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна и других организациях. Статьи посвящены решению актуальных вопросов железнодорожного транспорта по следующим направлениям: подвижной состав и тяга поездов, ремонт и эксплуатация транспортных средств, автоматизированные системы управления, моделирование задач транспорта и экологии, экономика транспорта.

Вестник представляет интерес для работников научно-исследовательских организаций, преподавателей высших учебных заведений, докторантов, аспирантов, магистрантов и инженерно-технических работников.

ББК 39.2

© Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2005

ЗМІСТ

ГАЛУЗЬ ТЕХНІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ»

Ю. М. ФЕДЮШИН, Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця), О. М. ПШНЬКО, С. В. МЯМЛІН (ДІТ), А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагонобудування), В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ІГНАТОВ, М. В. ВИСОКОЛЯН (ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод»), В. М. МАКАРЕНКО (НВП «Хартрон-Експрес ЛТД») РОЗРОБКА, СТВОРЕННЯ, ОСВОЄННЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ СІМЕЙСТВА МОДЕЛЕЙ ВІТЧИЗНЯНИХ СУЧАСНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ДЛЯ ШВИДКІСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	5
Ю. М. ФЕДЮШИН, Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця) А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагонобудування), О. М. ПШНЬКО (ДІТ), В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ (ВАТ «Крюковський вагонобудівний завод») АНАЛІЗ СВІТОВИХ ТЕНДЕНЦІЙ І ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНОБУДУВАННЯ.....	25
А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагонобудування), Ю. М. ФЕДЮШИН, Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця) ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ДЕРЖАВНОЇ ПРОМИСЛОВОЇ ПОЛІТИКИ З ПИТАНЬ ЯКОСТІ ПАСАЖИРСЬКОГО РУХОМОГО СКЛАДУ	33
А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛІН, П. А. ЯГОДА (ДІИТ), А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагонобудування), Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця), В. І. ПРИХОДЬКО, Г. С. ІГНАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»), ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ПАСАЖИРСКОГО КУПЕЙНОГО ВАГОНА МОДЕЛИ 61-779	39
С. В. МЯМЛІН, А. Н. ПШИНЬКО (ДІИТ) ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНИХ КОМПЛЕКТОВ ТЕЛЕЖЕК ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	47
В. І. ПРИХОДЬКО, Б. А. КОРОБКА, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ІГНАТОВ, Я. М. СТЕРИНЗАТ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») РЕШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ ПРОБЛЕМ НА СКОРОСТНЫХ ПАСАЖИРСКИХ ВАГОНАХ ПОВЫШЕННОЙ КОМФОРТНОСТИ	52
В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ІГНАТОВ, Н. В. ВИСОКОЛЯН (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»), В. Н. МАКАРЕНКО (НПП «Хартрон-Експрес ЛТД»), А. И. МИРГОРОДСКАЯ (ДІИТ) УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ НАГРЕВА БУКС ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	57
В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, В. І. КОЛЯДЕНКО, Г. С. ІГНАТОВ, В. А. СОЛДАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПАСАЖИРСКИХ ВАГОНОВ.....	61
В. І. ПРИХОДЬКО, Г. С. ІГНАТОВ, Я. М. СТЕРИНЗАТ, (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»), В. Н. МАКАРЕНКО (НПП «Хартрон-Експрес ЛТД») СИСТЕМА КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	67
Г. С. ІГНАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ СВЕТОДИОДНЫХ ХВОСТОВЫХ ФОНАРЕЙ ПАСАЖИРСКИХ ВАГОНОВ.....	71
А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛІН (ДІИТ), В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Я. М. СТЕРИНЗАТ, Г. С. ІГНАТОВ, Б. А. КОРОБКА (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗОВ ВАГОНОВ	74

РОЗДІЛ «МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОЛОГІЇ»

А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ), В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ИГНАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»), А. В. ДОНЧЕНКО (Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения), Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця) МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА В ОБЫЧНОЙ ПОСТАНОВКЕ	79
С. В. МЯМЛИН, А. Н. ПШИНЬКО, Е. А. ПИСЬМЕННЫЙ (ДИИТ), В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ	87
Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця), А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ), А. В. ДОНЧЕНКО (Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения), Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця) ОСНОВНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА	91
А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ) ПРОГРАММА ВЫЧИСЛЕНИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА	95

ГАЛУЗЬ ЕКОНОМІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «ЕКОНОМІКА ТРАНСПОРТУ»

О. М. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН, Ю. С. БАРАШ, О. М. ГНЕННИЙ (ДИТ), Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця), В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ (ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод») ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИТРАТ НА РОЗРОБКУ, СТВОРЕННЯ, ОСВОЄННЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ СІМЕЙСТВА МОДЕЛЕЙ ВІТЧИЗНЯНИХ СУЧАСНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ДЛЯ ШВИДКІСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	98
А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ), Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця), В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод») РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ	106

Ю. М. ФЕДЮШИН, Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця),
О. М. ПШІНЬКО, С. В. МЯМЛІН (ДПТ),
А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагонобудування),
В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ІГНАТОВ,
М. В. ВИСОКОЛЯН (ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод»),
В. М. МАКАРЕНКО (НВП «Хартрон-Експрес ЛТД»)

РОЗРОБКА, СТВОРЕННЯ, ОСВОЄННЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ СІМЕЙСТВА МОДЕЛЕЙ ВІТЧИЗНЯНИХ СУЧАСНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ДЛЯ ШВИДКІСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Розкрито основні етапи створення та освоєння виробництва й впровадження сімейства швидкісних пасажирських вагонів на ВАТ «КВБЗ» спільно з провідними науковими організаціями.

Раскрыты основные этапы создания, освоения производства и внедрения семейства скоростных пассажирских вагонов на ОАО «КВСЗ» совместно с ведущими научными организациями.

In article the basic stages of creation, development of production and introduction of family of high-speed carriages on Open Society «КВСЗ» together with the leading scientific organizations are opened.

Після набуття Україною незалежності ситуація із забезпеченням внутрішніх і міжнародних пасажирських перевезень вітчизняним залізничним транспортом була складною через застарілий та технічно відсталий рухомий склад. Така ситуація стала можливою на той час через фактичне припинення придбання нових вагонів за кордоном. Крім того, пасажирський рухомий склад не відповідав європейським стандартам.

Наявна кількість пасажирських вагонів усіх типів на залізницях України на той час складала 9436 одиниць, у тому числі 1362 вагони, що відпрацювали свій ресурс. До того ж фактично весь парк морально зношений і не відповідає сучасним вимогам безпеки. На теперішній момент загальна кількість пасажирських вагонів становить 7872, з яких близько 60 відсотків відпрацювали свій ресурс.

Для повного забезпечення попиту населення в перевезенні на далекі відстані як в Україні, так і за її межами Укрзалізниця повинна мати 10080 пасажирських вагонів. Щорічне оновлення парку повинно становити 350 одиниць.

Необхідність реконструкції та технічного переобладнання вітчизняних потужностей з виробництва пасажирських вагонів викликана тим, що ще за часів Радянського Союзу такого виробництва в Україні не було. Усі вагонобудівні заводи України, в тому числі ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (ВАТ «КВБЗ»), спеціалізувалися на виробництві вантажних вагонів.

Таким чином, виробничі потужності, спрямовані на виробництво пасажирських вагонів,

у машинобудівному комплексі України були відсутні.

Основні завдання щодо створення вітчизняних пасажирських вагонів були викладені в Постанові Кабінету Міністрів № 703 від 11 жовтня 1994 р. «Про організацію виробництва пасажирських вагонів», при цьому ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод» визначений головною організацією з розробки та виготовлення пасажирських вагонів.

Необхідність ефективного та відповідального ставлення до вирішення найбільш болючих питань із забезпечення пасажирських перевезень в Україні викладена в дорученні Президента України від 7 лютого 1997 року № 456/2993-01 стосовно зменшення залежності залізниць і міського господарства від імпортних поставок пасажирського рухомого складу.

Необхідність реального та ефективного виходу на зовнішній ринок викликає у вітчизняних підприємств потребу в розвитку сучасних методів керування якістю продукції на основі впровадження МС ISO серії 9000, які широко використовуються при встановленні торгових зв'язків і служать важливим критерієм для оцінки системи забезпечення постачальником якості продукції, що випускається. А відповідність системи якості підприємства вимогам ДСТУ ISO 9001-2001 розглядається споживачем як визначена гарантія того, що постачальник може виконувати вимоги контракту і виготовляти продукцію стабільної якості.

До переліку підприємств, які зіткнулися з необхідністю розробки і сертифікації системи управління якістю, що було обумовлено розширенням ринку збуту своєї продукції, і вже зовсім по-іншому підходять до процесу створення нової продукції, входить ВАТ «КВБЗ».

До початку дослідно-конструкторських робіт на ВАТ «КВБЗ» було проведено комплекс науково-технічних робіт пов'язаних з вивченням конструкцій багатьох модифікацій пасажирських вагонів, які виготовляються у Росії, Франції, Австрії, Німеччині, Югославії та Румунії, порівнянням їх технічних характеристик, вивченням технології виробництва та специфічними технологічними процесами.

Дніпропетровським національним університетом залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна (ДПТ) – головною науковою організацією з питань пасажирських вагонів, та УкрНДІВ проведено ряд науково-дослідних робіт, спрямованих на створення зовнішності майбутнього українського пасажирського вагона, розроблено технічні вимоги до його проектування, виконано великий обсяг теоретичних досліджень з визначення динамічних характеристик проєктованих пасажирських вагонів та порівняння динаміки різноманітних типів пасажирських вагонів на візках різних конструкцій, що дало змогу визначитися з конструкцією базової моделі пасажирського вагона та підібрати оптимальні параметри та

конструктивну схему швидкісного візка з можливістю руху понад 200 км/год.

Вирішення проблем швидкісного руху є новиною для вчених ДПТУ. Ще у 1972 р. був розроблений та створений разом з машинобудівниками швидкісний вагон-лабораторія, який на ділянці Новомосковськ–Дніпродзержинськ Придніпровської залізниці досяг рекордної на той час для Європи швидкості – 250 км/год.

Були розроблені технічні вимоги на окремі системи та вузли. Розробка багатьох складних систем, таких як електрообладнання вагона, система кондиціонування та інше, на початковому етапі проводилась одночасно двома організаціями. При цьому використовувався великий потенціал конверсійних вітчизняних підприємств та організацій.

Термін окупності витрат, що планувалися на реалізацію Державної науково-технічної програми, визначений згідно з «Методикою (основними положеннями) визначення економічної ефективності використання в народному господарстві нової техніки, винаходів та раціоналізаторських пропозицій» (затв. ГКНТ СРСР 1988 р.):

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{P_T}$$

Загальні обсяги фінансування на створення пасажирського вагона наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Обсяги фінансування на створення пасажирського вагона

Рік	Обсяги фінансування млн грн	Коефіцієнт приведення до розрахункового року	Приведені за фактором часу обсяги фінансування, млн грн
1999	5,744	1,6105	9,251
2000	11,679	1,4641	17,099
2001	4,94	1,331	6,575
2002	3,018	1,21	3,652
2003	3,05	1,1	3,355
2004	–	1,0	–
Розрахунковий рік 2004	–	–	–
Разом	28,431	–	39,932

Термін окупності становить 3,56 року при 20 % прибутку та 30 % відрахувань від прибутку.

Це дало можливість вибрати найбільш оптимальні рішення та на ранніх етапах прогнозувати з великою ймовірністю життєздатність конкретної системи. Прикладом може бути створення системи кондиціонування. На ранніх етапах робіт, при виконанні технічного проєк-

ту, робота була доручена двом підприємствам: «НДІКондиціонер» (м. Харків) і ЦПКіТІ «Тайфун» (м. Миколаїв).

Принципи, закладені в конструкцію миколаївського кондиціонера, а це використання герметичних компресорів, моноблочне виконання, визнані більш прогресивними і тому подальші роботи з розробки, виготовлення дослідного

зразка і його випробувань були доручені АТВТ «Завод Екватор» (м. Миколаїв) – підприємству, створеному на базі ЦПКіТІ «Тайфун».

Аналогічні принципи підходу до рішення задач були використані при створенні електрообладнання вагона. Роботи були запропоновані конструкторському бюро заводу «Електроприлад» (м. Харків), що входив до об'єднання «Хартрон», та Науково-дослідному інституту «Електроважмаш» (м. Харків). Виконавці мали великий досвід створення подібного устаткування для оборонних цілей та транспортного машинобудування.

Для забезпечення роботи системи кондиціювання з герметичними компресорами в системі енергопостачання вагона необхідно мати досить потужне джерело змінного струму – статичний перетворювач енергії постійного струму вагонної магістралі у змінний трифазний струм.

У зв'язку з відсутністю в Україні виробництва та досвіду створення необхідних потужних напівпровідникових елементів та пристроїв, до рішення цього питання були залучені Науково-дослідний інститут «Перетворювач» і конструкторське бюро заводу «Перетворювач» (м. Запоріжжя), а також виробниче об'єднання «Електронмаш» (м. Київ).

Перевага була віддана конструкції киян, що після циклу випробувань та доробок була прийнята до серійного виробництва.

Для випуску пасажирських вагонів треба було освоїти виробництво необхідних матеріалів, що відповідали б багатьом сучасним вимогам з пожеробезпеки, охорони здоров'я людей та охорони навколишнього середовища та ін. До вирішення цих проблем були залучені підприємства суднобудування НТЦ «Добудова» (м. Миколаїв), конструкторське бюро «Судокомполит» (м. Феодосія), Український науково-дослідний інститут механічної обробки дерева (УкрНДІМОД), м. Київ, та ін.

Однією з найбільш важливих задач, розв'язання якої багато в чому визначило якісні характеристики пасажирського вагона, було створення внутрішнього інтер'єру та вагонних меблів – елементів конструкції вагону, що визначають комфорт перебування пасажирів в дорозі.

Пасажирський вагон – складна та багатозатратна продукція з довгим терміном експлуатації у різних кліматичних умовах. Розробникам вагону було необхідно скласти і застосувати сучасні лакофарбові покриття з великим терміном дії. З цією метою були

вивчені різні системи покриття і технології нанесення матеріалів. До уваги бралися як вітчизняні матеріали, так і системи покриття таких фірм, як «Brosolog» та «Lankvicer» (Німеччина), «Dupon» (Франція) та ін.

В умовах серійного випуску корпусів пасажирських вагонів важливим стає освоєння вітчизняною промисловістю спеціальних профілів прокату з конструкційної сталі. Комбінатом «Запоріжсталь», на замовлення ВАТ «КВБЗ», були освоєні більш десяти найменувань вагонних профілів.

Після проведення великого обсягу робіт, пов'язаних зі створенням комплектуючого устаткування та матеріалів, у відділі головного конструктора ВАТ «КВБЗ» були розпочаті дослідно-конструкторські роботи щодо розробки пасажирського вагона.

Важливим етапом дослідно-конструкторських робіт стала розробка, погодження та затвердження «Технічного завдання», яке було розроблено на основі проведених раніше вечними наукових лабораторій ДПТУ теоретичних та експериментальних досліджень, і визначало конструктивний зміст та особливості конструкції нового українського пасажирського вагона, з можливістю використання його для швидкісних перевезень. Технічне завдання було погоджено з провідними науковими організаціями – ДПТом, УкрНДІВом та усіма причетними управліннями Укрзалізниці, які відповідають за пасажирське сполучення.

Відповідно до технічного завдання, вагон моделі 61-779 розроблений як базова модель для сімейства пасажирських вагонів для швидкісних перевезень.

Базова модель має два тамбури, що забезпечують посадку-висадження пасажирів на високі і низькі перони, а також прохід пасажирів у сусідні вагони поїзда. Планування включає два туалети, службове відділення і відділення для опалювальних приладів, а також пасажирське відділення.

Таке планування дозволяє, виконуючи тільки перепроєктування пасажирського відділення, виготовляти різні модифікації вагонів: купейні спальні двох- і чотиримісні, купейні з місцями для сидіння, вагони із загальним салоном з місцями для сидіння, вагони-салони, комбіновані вагони-бари, вагони-ресторани, вагони-трансформери й інші спеціальні вагони.

Найбільш перспективною була обрана схема вагона зі збільшеною базою (19 м), і яку мають більшість європейських швидкісних пасажир-

ських вагонів, що дозволяє конструювати вагони підвищеною пасажиромісткістю.

Для експлуатації вагона у різних кліматичних умовах його кузов повинний мати внутрішню теплоізоляцію, що забезпечує збереження тепла усередині вагона у холодний період року і забезпечує необхідний теплозахист внутрішніх приміщень вагона в жаркий літній час. Великий температурний діапазон роботи теплоізоляції ($-50...+50\text{ }^{\circ}\text{C}$) вимагав від розроблювачів старанного підбору матеріалів, нової технології виконання ізоляції, складних теплотехнічних розрахунків.

У результаті виконання науково-технічних робіт найбільш ефективним виявився теплоізоляційний матеріал «PAROC» з базальтового волокна, плакований з однієї сторони алюмінієвою фольгою. Застосування даного матеріалу у вигляді плит розкрою, упакованих у пакети зі спеціальної важкогорючої плівки, схема їхнього укладання у вигляді «цегельної кладки» дозволили зменшити загальну товщину теплоізоляції при збереженні необхід-

ного коефіцієнта теплопередачі огороження, що дозволило збільшити корисний обсяг внутрішніх приміщень вагона.

Застосований теплоізоляційний матеріал у сукупності з антикорозійною і протишумною мастикою, нанесеною на внутрішню поверхню кузова, забезпечив високу звукоізоляцію вагона від зовнішніх шумів ($30...35\text{ dB}$), створюючи комфортні умови пасажирам.

Фахівцями ВАТ «КВБЗ» і УкрНДІВ був проведений великий обсяг розрахунків з використанням програмного забезпечення. Експертизу всіх розрахунків проводили вчені ДІПТ.

Стосовно металоконструкції кузова були зроблені розрахунки міцності різних варіантів виконання силових несучих конструкцій. За основу прийнята схема рами з хребтовою балкою та додатковим посиленням рами по всьому її периметру. У несучих елементах раціонально поєднані традиційні конструкційні та низьколеговані сталі, які використовуються у вагонобудуванні. Обшивка – листовий прокат із конструкційної і нержавіючої сталей.



Кузов такого вагона при низькій вартості конструкційних матеріалів при відповідній його обробці (піскоструминне очищення, ґрунтовка внутрішніх і зовнішніх поверхонь,

обробка внутрішніх поверхонь антикорозійними мастиками, зовнішніх – багатшаровим фарбуванням сучасними системами лакофарбового покриття) забезпечує призначений те-

рмін служби вагона до 41 року з урахуванням можливого КВР. Додаткове покриття місць конструкції, особливо підданих іржі, спеціальними цинковмісними фарбами дозволяє знизити витрати на планові види ремонту вагона в експлуатації та збільшити загальний термін його служби.

Динамічний розрахунок міцності металоко-нструкції корпусу вагона виконаний для швидкості руху до 200 км/год.

Вибір габаритних обрисів вагона проведений на підставі досвіду експлуатації пасажирських вагонів на колії 1520 мм.

Металоко-нструкція кузова спроектована і виготовлена в 2000 році. Цьому передувала велика робота, пов'язана з підготовкою виробництва, виготовленням спеціального оснащення, придбанням інструменту і матеріалів, навчанням і перепідготовкою персоналу.

У вагоноскладальному цеху ВАТ «КВБЗ» за короткий час була організована технологічна лінія із складання і зварювання окремих великогабаритних елементів кузова вагону, таких як торцеві та бокові причілки вагону, дах вагону.

Фахівцями заводу був спроектований, виготовлений і встановлений спеціальний стенд, де з раніше виготовлених великогабаритних елементів робиться остаточне складання і зварювання металоко-нструкції корпусу вагона.

Для забезпечення вимог з площинності бокових і торцевих поверхонь кузова, відповідно до вимог технічного завдання, при серійному виробництві кузовів вагонів фахівцями заводу використана спеціальна технологія виправлення площин.

Зусилля фахівців технологічних служб заводу були спрямовані на створення спеціального устаткування і верстатів, що дозволяють виконувати виготовлення окремих складних елементів металоко-нструкції корпусу вагона. Прикладом може слугувати розроблений і виготовлений високопродуктивний верстат для виготовлення дуг даху вагона.

Дослідницька металоко-нструкція зазнала тривалого циклу статичних і динамічних випробувань для підтвердження конструкторських розрахунків і достатності технологічної підготовки. Ці випробування були з успіхом проведені спеціалістами «Випробувального центру продукції вагонобудування» УкрНДІВ у співпраці з фахівцями ГНДЛ вагонів ДПТУ та ВАТ «КВБЗ».

За результатами випробувань, до металоко-нструкції були внесені необхідні конструктивні зміни й доробки, які забезпечили необхідну міцність конструкції згідно з діючими нормами.

Велика робота була проведена фахівцями заводу з вибору оптимальних систем для забезпечення кліматичних параметрів у пасажирських і службових приміщеннях вагона. Фахівцями ВАТ «КВБЗ», ДПТУ, УкрНДІВ на етапі виконання НДР були проаналізовані різні системи опалення і кондиціонування, що застосовуються на сучасних пасажирських вагонах.

Нинішній стан електрифікації залізниць України (36 % залізниць електрифіковано) і СНД, відсутність спеціальних тепловозів з генераторами, що дозволяють забезпечувати централізоване електропостачання поїзда з 10...20 пасажирських вагонів високовольтною магістраллю 3000 В, жорсткі вимоги технічного завдання, пов'язані з необхідністю експлуатації вагонів у різних кліматичних умовах СНД при існуючій інфраструктурі обслуговування вагонів у вагонних парках, зумовило застосування в конструкції нового пасажирського вагона схеми опалення з водяним контуром і комбінованим електровугільним котлом, що дозволяє експлуатувати вагони як на електрифікованих ділянках залізниць, при централізованому електропостачанні вагонів від локомотива високовольтною магістраллю і на обладнаних високовольтними колонками пунктах відстою вагонів, так і на неелектрифікованих ділянках, спалюючи тверде паливо в топці котла.

Використання даної схеми дозволило забезпечити вимоги технічного завдання стосовно універсального вагона. У вагоні також використовується і міжсезонне (осінь-весна) низьковольтне електроопалення, електроживлення якого здійснюється від енергетичної установки вагона або від промислової мережі на стоянці.

Але сьогодні, при існуючій інфраструктурі залізниць, не можливо забезпечити комфорт у пасажирських вагонах без системи опалення з водяним контуром.

Відсутність повної електрифікації залізниць і спеціальних тепловозів з генераторами, що дозволяють забезпечувати централізоване електропостачання вагонів високовольтною магістраллю 3000 В, створює також деякі обмеження при виконанні системи електроживлення вагона.

Для універсальних вагонів, що будуть експлуатуватися на всіх залізницях, застосовано автономне електроживлення від підвагонного генератора. Для цього ДП «Електроважмаш» (м. Харків) розроблено вітчизняний підвагонний генератор змінного струму ГИР101У1, потужністю 35 кВт, що з комплексом електрообладнання вагона забезпечує потребу усіх вагонних споживачів.

вачів електроенергією необхідної якості при русі вагона зі швидкістю 40...200 км/год.

Для вагонів, які планується використовувати тільки на електрифікованих ділянках залізниць, застосовується централізоване електропостачання від локомотива, високовольтною підвагонною магістраллю 3000 В через статичний перетворювач – складний електротехнічний виріб, що забезпечує електричною енергією необхідної якості всіх споживачів вагона, незалежно від швидкості руху вагона, але при обов'язковій наявності електроенергії у високовольтній підвагонній магістралі.

На коротких стоянках, при малій швидкості руху і автономному електропостачанні, чи за відсутності напруги у високовольтній магістралі при централізованому електропостачанні, електроживлення частини споживачів забезпечується від акумуляторних батарей. Ємність батареї – 250...350 А·год, що забезпечує тривалу роботу частини устаткування, зв'язаної з безпекою руху, освітленням вагона та ін.

Використання автономного електропостачання пасажирських вагонів у сукупності з іншими не менш важливими факторами, такими як стан колії, сигналізації та ін., обмежує рух до максимальної швидкості 160 км/год. Централізоване електропостачання дозволить використовувати швидкості до 200 км/год і вище.

Враховуючи той фактор, що для створення власних візків необхідний тривалий термін випробувань, включаючи ходові та ресурсні випробування, було прийнято рішення щодо використання візків, які добре зарекомендували себе в експлуатації.

Потужним стимулом в розгортанні робіт зі складання дослідного зразка пасажирського вагона став постійний нагляд за виконанням робіт з боку Замовника – Укрзалізниці. Під час численних технічних нарад за участю керівництва Укрзалізниці на ВАТ «КВБЗ» були детально розглянуті всі питання, пов'язані з будівництвом нових пасажирських вагонів.

Виготовлення вагона було здійснено в рекордно стислі терміни. За цей час була проведена велика робота із стикування елементів інтер'єру і систем вагона, остаточного доведення систем, перевірки їх працездатності.

Дослідницький пасажирський вагон «Україна» був продемонстрований на виставці залізничного транспорту в Києві, з нагоди 10-ї річниці незалежності України. Керівництво держави після огляду вагона високо оцінило працю творчого колективу вагонобудівників та інших організа-

цій, що брали участь у створенні першого вітчизняного пасажирського вагона.

Конструкція вагона, технічні вимоги до нього, досягнуті техніко-економічні характеристики і дизайн відповідають високому сучасному технічному рівню.

Вагон вигідно відрізнявся від експлуатованих Укрзалізницею вагонів російського і німецького виробництва. У купейному варіанті, для перевезення пасажирів на далекі відстані, він має десять пасажирських купе, у яких можна обладнати дво- і чотиримісні спальні місця чи шестимісні місця з кріслами для сидіння.

Новий вагон обладнано сучасною замкнутою туалетною системою, що створює зручності для пасажирів. Користуватися таким туалетом можна навіть на стоянках. Він не чинить шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Сучасна моноблочна кліматична установка разом з опалювальною системою підтримують у вагоні оптимальні кліматичні параметри в автоматичному і ручному режимах.

Система електропостачання забезпечує всіх споживачів вагона електроенергією необхідної якості як під час руху, так і на стоянках.

Мікропроцесорна система автоматичного керування, контролю і діагностики здійснює керування обладнанням вагона, здійснює автоматичний контроль його роботи, збір необхідних даних про можливу відмову обладнання і за допомогою поїзної автоматизованої інформаційної системи. «Вид» забезпечує збір даних про роботу обладнання по всьому поїзду, з подальшою передачею інформації через канали зв'язку на пункти обороту поїздів для підготовки і проведення оперативних ремонтів обладнання.

Вагон радіофікований. Він обладнаний автономною установкою, що дозволяє транслювати музичні програми із сусіднього вагона, радіоприймача, магнітофона і користуватися мікрофоном для передачі екстрених повідомлень.

Передбачена можливість трансляції відеофільмів, у тому числі й централізована.

Вагон обладнано системою пожежної й охоронної сигналізації від несанкціонованого проникнення з реєстрацією і видачею сигналів тривоги.

Стіни купе і коридорів, виконані з вдало підібраних за колірною гамою матеріалів, разом з набором приладів і елементів, створюють необхідний для подорожі затишок. Великі вікна з герметичними склопакетами і подвійними ролетними шторами, що замінили звичні занавіски, помітно знижують зовнішній шум та підвищують комфорт.

У кожному купе є сторожовий пристрій і кнопка виклику провідника, загальне й індивідуальне освітлення.

У службовому купе установлений холодильник, мікрохвильова піч, пристрій телефонного зв'язку, установка відеоконтролю, шафа розподільна САУКД, станція пожежної сигналізації, система контролю букс, мийка, шафа для посуду, аптечка й інше обладнання.

Для зменшення впливу на пасажирів факторів руху, підлога у вагоні виконана на амортизаторах, що в сукупності з наявністю сучасних еластомерних поглинаючих апаратів ЕПУ-2, конструкційної міцності довгобазового корпусу і підбора елементів пружинного підвищення візків забезпечило

дуже гарні показники з якості ходу вагона у всьому діапазоні швидкостей.

Для забезпечення безпеки бокові двері вагона блокуються від відкриття після досягнення швидкості руху 5 км/год.

Вагон «Україна» (мод. 61-779) пройшов необхідний комплекс випробувань, основні з яких є: міцнісні, ходові динамічні, гальмові, тепло-технічні, електротехнічні, на електромагнітну сумісність, на шум і вібрацію, ергономічні, на освітленість, на пожежобезпеку, вписування в габарит, вплив на навколишнє середовище. Всі випробування проводилися вченими науководослідних лабораторій ДШТУ, УкрНДІВу та інших компетентних організацій.



Позитивні результати випробувань дослідного зразка вагона дозволили Міжвідомчій комісії (МВК) прийняти рішення про випуск партії вагонів у кількості 150 шт.

Основні технічні характеристики вагона мод. 61-779 подані в табл. 2.

Одним з напрямків удосконалювання пасажирських перевезень на залізничному транспорті є збільшення швидкості руху поїздів. При цьому різко скорочується перебування пасажирів

у дорозі, що у жорсткій конкурентній боротьбі є вирішальним чинником на користь залізничного транспорту, з урахуванням розширення сфери послуг і підвищення комфорту для пасажирів у дорозі.

Аналіз основних маршрутів і відстаней між основними великими містами України показав, що при істотному збільшенні швидкості руху поїздів можлива організація зручних для пасажирів денних перевезень.

Основні технічні характеристики вагона моделі 61-779

Технічна характеристика	Значення (тип)
Довжина вагону по осям автозчепок, мм	26696
Ширина кузова, мм	3021
База вагону, мм	19000
Висота вісі автозчепки від рівня голівки рейки, мм	1060±20
Габарит згідно ГОСТ 9283-83	
Для кузова	01-ВМ
Для візка	02-ВМ
Маса тари вагону не більш як, т	59
Конструкційна швидкість, км/г	160
Кількість пасажирських купе, шт.	10
Кількість пасажирських місць у купе, шт.	4
Кількість службових купе, шт.	1
Кількість купе відпочинку для провідників, шт.	1
Кількість місць для пасажирів, шт.	40
Кількість аварійних виходів, шт.	4
Система водопостачання	Самотечна циркуляція рідини
Система опалення:	Комбінована
– основне опалення	водяне з електровугільним котлом
– допоміжне опалення	Електричне низьковольтне, підігрів повітря електричним калорифером
Температура теплоносія, °С	не більш як 95
Регулювання температури системи опалення:	
– робота котла на електроопалюванні	автоматичне, в межах 22±2°С, ручне при виході з ладу автоматики
– робота котла на твердому паливі	ручне
Місткість рідини у системі опалення, л	800
Система кондиціонування повітря	Моноблочний кондиціонер АВК-30
– холодопродуктивність, кВт	30±3
Санітарно-технічне устаткування, склад,	
– мийка зі змішувачем, шт.	1
– умивальна чаша з кранами та дозатором	1
– умивальна чаша з кранами, дозатором та відводом для душа	1
– комплект обладнання туалету	2
– туалетна система, тип	вакуумна, закрита
Довжина гальмового шляху, з повною завантаженістю вагону, м	1200, при швидкості вагону 120 км/г
Максимальна тривалість руху до першої екіпіровки, год	24
Термін експлуатації вагону, рік	30

Наприкінці 2001 року в Укрзалізниці був розроблений план організації в Україні першої лінії швидкісного руху Київ–Харків. Планом передбачалося реконструювати залізничну колію, вокзали, транспортні комунікації, енергопостачання, зв'язок і іншу інфраструктуру на цій лінії і забезпечити рух потягів на цій лінії зі швидкостями 100...140 км/год з подальшою можливістю підвищення швид-

кості до 160...200 км/год після доведення стану колії до відповідних норм.

Час перебування в дорозі на цій 500 км трасі планувалося зменшити до 5,5 годин. Існуючий пасажирський рейс знаходиться в дорозі більше десяти годин. За розрахунками, діловий пасажир міг ранком сісти на потяг у Харкові, прибувши в Київ виконати роботу, і до вечора повернутися в Харків.



Велика робота була виконана фахівцями Укрзалізниці для підготовки нового розкладу руху швидкісних потягів. Необхідно було реконструювати весь комплекс сигналізації і зв'язку, сполучити рух нових потягів з існуючим графіком, забезпечити безпеку при проході станцій, переїздів і роз'їздів на великій швидкості руху.

Під час прийняття рішення щодо забезпечення швидкісного руху на першій українській швидкісній лінії Київ–Харків, саме новий вагон ВАТ «КВБЗ» був задіяний для утворення перших швидкісних потягів, тому що він забезпечував рух зі швидкістю 160 км/год і його корпус був розрахований на рух з швидкостями до 200 км/год.

За короткий термін на базі вагона моделі 61-779 були розроблені і виготовлені 7 модифікацій вагонів для швидкісного руху. Конструкція

цих вагонів придатна для денного руху, в них встановлені крісла для сидіння.

- Модель 61-779А – купейний СВ вагон з 2-х місними купе (20 місць).
- Модель 61-779Б – купейний вагон з місцями для сидіння (45 місць).
- Модель 61-779В – купейний вагон з місцями для сидіння та купе бригадира (42 місця).
- Модель 61-779Г – купейний вагон з місцями для сидіння та багажним відділенням (42 місця).
- Модель 61-779Д – вагон відкритого типу з місцями для сидіння (68 місць).
- Модель 61-779ДИ – вагон відкритого типу з місцями для сидіння з можливістю перевезення інвалідів в інвалідному візку (60 місць).
- Модель 61-779Е – вагон відкритого типу з місцями для сидіння та баром (30 місць).





Основні технічні характеристики вказані у додатку.

Особливу увагу було звернено на комфортність для пасажирів, частина вагонів восьмивагонного потягу виконана для перевезення пасажирів за 1 класом, частина за 2-м. У вагонах першого класу пасажирів мандрують в купе на 3 і 6 місць, в вагонах другого класу – у відкритому салоні.

В одному з вагонів другого класу обладнано бар, де пасажирів можуть прийняти їжу, випити напої і просто поспілкуватись. У технічному приміщенні бару-кухні встановлений комплект обладнання, необхідний для швидкого приготування їжі, охолодження напоїв, миття посуду, тощо.

Ці вагони, як і прототип, обладнано системами кондиціонування, всесезонного опалення, аудіо та відеотрансляцією. Управління вагонним обладнанням здійснюється в автоматичному режимі за рахунок бортових комп'ютерів, на швидкісних поїздах запроваджена автоматизована система збору інформації про роботу обладнання, яка може бути швидко передана на пункти формування поїздів для їх оперативного обслуговування.

Конструктори при проектуванні врахували численні вимоги європейських стандартів UIC. Зручні крісла роблять подорож приємною. Для перевезення інвалідів у візках в одному з вагонів другого класу обладнано місця для інвалідів і супроводжуючої особи, виконано збільшений туалет для в'їзду інвалідів на візках, тамбур обладнано з двох сторін вагона спеціальними підйомниками, які дозволяють здійснювати посадку інвалідів у візках як з високих, так і низьких платформ.

Виготовлені ВАТ «КВБЗ» в 2002 році два швидкісних поїзди «Столичний експрес» успішно експлуатуються на лінії Київ–Харків. Конструктори та інші фахівці заводу набули цінний досвід.

Для підготовки серійного виробництва пасажирських вагонів спеціалістами ВАТ «КВБЗ» проведена велика робота з реконструкції виробництва, розробки нових технологічних процесів, придбання технологічного обладнання, навчання та перепідготовки персоналу.

За короткий термін (в 2001 році) на базі існуючих площ здаточного відділення МСК-2 був створений цех пасажирського вагонобудування з виробничою площею 2592 м², який складається з одного прогону шириною 24 м і довжиною 108 м. Цех має 6 робочих

місць для загального складання, які оснащені ставлюгами.

Встановлення кузовів на ставлюги та готових вагонів із ставлюг на візки здійснюється одночасно двома електричними мостовими кранами з застосуванням спеціальних захватів.

Складання вагонів, монтаж систем життєзабезпечення та внутрішнього інтер'єру здійснюється із застосуванням численного електроінструменту з живленням від акумуляторів та від мережі.

Для підготовки металоконструкції кузова вагона до операцій фарбування розроблений та виготовлений комплекс обладнання для проведення очистки.

Виготовлення деталей та вузлів металоконструкції корпусу вагона виконується на існуючих площах в чотирьох цехах заводу.

Виконання робіт, пов'язаних з виробництвом деталей із дерева й фанерних плит здійснюється на спеціалізованих дільницях. Для виготовлення кабельно-провідникових вузлів електрообладнання створена окрема виробнича дільниця.

Для забезпечення вхідного контролю основних комплектуючих і неметалевих матеріалів спеціалістами заводу розроблені і впроваджені методики і робочі технологічні процеси:

- бака основної системи водозабезпечення;
- кондиціонера;
- запорної арматури;
- кип'ятильника електричного;
- насосів;
- клапана запобіжного;
- склопластикових деталей;
- важкогорючої фанери, ламінованої з двох сторін пластиком;
- важкогорючої фанери;
- лінолеуму;
- клеїв і т. п.

Розроблені методики і техпроцеси проведення приймально-здавальних випробувань:

- визначення зусиль закриття вхідних тамбурних дверей;
- гальмівного обладнання;
- перевірки дощуванням щільності вікон;
- електричного котла під навантаженням;
- системи високовольтного опалення;
- перевірка підвищеною напругою кабелів високовольтного обладнання;
- радіотрансляційної мережі;

- комплексного випробування електрообладнання;
- системи водозабезпечення, санітарно-технічного обладнання и водяного пожежогасіння;
- системи кондиціонування повітря;
- системи опалення;
- вакуумного туалету та ін.

Виготовлене і впроваджене наступне обладнання для вхідного контролю та приймально-здавальних випробувань:

- установка для перевірки вікон та вхідних тамбурних дверей на щільність дошуванням;
- установка для проведення випробувань гальмівної системи;
- установка для випробувань запорної арматури;
- стенд для випробувань кондиціонера;
- установка для випробувань електрокип'ятильників;
- стенд для випробувань насосів;
- стенд для випробувань бака основного;
- стенд для перевірки генератора;
- стенд для комплексних випробувань електрообладнання;
- стенд для контролю датчиків;
- стенд для контролю перетворювачів для електробритв;
- стенд для контролю перетворювачів кондиціонера та ін.

Розроблено 125 робочих техпроцесів по загальному складанню пасажирського вагона та монтажу систем життєзабезпечення.

В процесі впровадження пасажирського вагона у виробництво було розроблено і застосовано цілий ряд технічних рішень, які забезпечили виготовлення кузова та його елементів згідно з технічними характеристиками на вагон. Розроблено та впроваджено у виробництво спеціальне технологічне оснащення, яке дозволило в стислі строки освоїти базову модель вагона 61-779, а також дає можливість проводити переналагодження стендів для виготовлення його модифікацій.

Для рами вагона та її вузлів розроблене технологічне оснащення з використанням модульних елементів, які закріплюються в пазах стрічкового фундаменту.

Стрічковий фундамент представляє собою закладні елементи з рейок що утворюють пазові щілини вздовж всього стенду в які закладаються анкерні болти для кріплення елементів стенда. Заміна або переміщення модульних елементів дозволяє швидко виконувати переналагодження стенда, що

дозволило протягом короткого проміжку часу виготовити дев'ять різних моделей вагонів.

Стенд для складання бокової стіни також виконаний на стрічковому фундаменті і складається з окремих блоків, які шляхом набору поєднуються в єдиний стенд. Даний стенд являється універсальним, так як використовується для складання, як правих, так і лівих стін. Незначні доробки стенду дозволяють виготовляти обшиву бокових стін з гофрованого та плоского листа. Стенд оснащений спеціальними порталними візками з притискачами та упорами, які забезпечують чітку фіксацію та притискання елементів бокової стіни.

У разі виготовлення бокових стін вагонів з плоского листа, з метою забезпечення мінімальних деформацій при зварюванні стикових з'єднань, процес ведеться на мідній підкладці з забезпеченням гарантованого зазору між поєднуваними елементами. Щільне притискання зварюваних кромки до мідної підкладки і наступна вібраційна обробка зварного з'єднання в затисненому положенні дозволили запобігти значним деформаціям обшиви.

Для зварювання переривистих швів використовуються спеціальні пристрої – «шпоночники», розроблені та виготовлені за участю вчених Інституту електрозварювання ім. Є. О. Патона. Залишкові деформації після зварювання бокової стіни легко піддаються термічній правці на кузові вагона.

Стенд для складання та зварювання даху вагона представляє собою стапель з направляючими, які закріплені на опорах, що дає можливість зварнику виконувати зварювальні роботи на внутрішній та зовнішній частині даху. Даний стапель оснащений окремими модулями, які мають форму даху і можуть легко змінюватися в залежності від моделі вагону та конфігурації даху, а також порталними механізмами, які забезпечують притискання обшиви до дуг.

Спільно з Інститутом електрозварювання розроблено креслення комплексу обладнання для автоматизації зварювання, як листів даху (між собою), так і дугового точкового зварювання листів з дугами. Приварка листів до дуг електрозаклепками та автоматичне зварювання листів уже впроваджені у виробництво.

Стапель для складання кузова забезпечує чітку фіксацію рами по шкворневим вузлам та кінцевим балкам, що забезпечує базу для якіс-

ного складання кузова, а також має необхідні пристрої для фіксації бокових стін.

Для зварювання кузова та його вузлів застосовуються зварювальні напівавтомати фірми «ФРОНІУС», які зарекомендували себе надійністю в роботі та забезпечують стабільно високу якість виконаних робіт.

Для забезпечення відповідності кузова вагона, після зварювання, вимогам конструкторської документації на підприємстві застосовується термічна правка, як листових конструкцій, так і елементів каркасу.

Технологія правки розроблена на основі наукових робіт відомих фахівців Інституту електрозварювання ім. Е. О. Патона: академіка НАН Лобанова Л. М., професора Махненка В. І., к. т. н. Махненко О. В., та з огляду на досвід провідних вагонобудівних підприємств закордонних фірм.

Фахівцями підприємства розроблена конструкція електромагнітного пристрою, який не потребує високої кваліфікації робітника, забезпечує високу продуктивність та якість термічного правлення. Зараз для правки застосовується нагрів газовим полум'ям, та підготовлено до впровадження мікроплазмовий нагрів, що забезпечить більш високу точність правки та підвищить її продуктивність.

В процесі виконання робіт з підготовки серійного виробництва пасажирських вагонів фахівцями-технологами ВАТ «КВБЗ» разом з фахівцями інших підприємств розроблено і впроваджено більше 2500 технологічних процесів.

Впровадження у виробництво комплексу технічних рішень, найкращих вітчизняних (колишній СРСР) та закордонних досягнень в галузі пасажирського вагонобудування, дозволило забезпечити виготовлення пасажирського вагона високої якості та на високому технічному рівні.

Розвиваючи потужності з виробництва пасажирських вагонів ВАТ «КВБЗ» у 2004 році створені додаткові потужності по загальній зборці пасажирських вагонів, що складаються з 3-х прольотів шириною 24 м і довжиною по 84 м, загальною площею 6048 м². Це сучасний складальний комплекс, обладнаний усім необхідним для організації складання пасажирських вагонів. Тут організовано 12 позицій для складання вагонів, допоміжні і складські приміщення.

Подача кузовів на робочі місця загальної зборки в I та II прольотах і викочування зібраних вагонів здійснюється за допомогою спеціального транспортного засобу – трансбордером. Для збереження вагонів і здійснення операцій здачі вагонів замовнику передбачені місця відстою готових вагонів.

З введенням в експлуатацію нового корпусу потужності з виробництва вагонів на ВАТ «КВБЗ» складають 300 вагонів у рік. На створення виробничих потужностей для виробництва пасажирських вагонів ВАТ «КВБЗ» затратив більш 10,3 млн грн.

Паралельно підприємства-постачальники устаткування для пасажирських вагонів освоїли серійне виробництво своєї продукції.

НПП «Хартрон-Експрес», м. Харків – виробник електрообладнання для постановки шафи розподільного САУКД і інших комплектуючих розширив виробничі потужності на 4700 м², розробив і впровадив 43 нових стандарту і технологічних процесів, створив додатково 95 робочих місць. На розвиток виробничих потужностей витрачено більш 3,0 млн грн. В даний час виробнича потужність заводу складає 300 вагонокомплектів електроустаткування в рік.

АТВТ «Завод Екватор», м. Миколаїв для організації серійного виробництва кондиціонерів АВК-30 ввело в дію 535 м² нових виробничих площ, розроблено і впроваджено 32 нових технологічних процесів, створено 41 нове робоче місце, що зажадало інвестицій на суму 251700 грн. У даний час виробничі потужності дозволяють збільшити випуск кондиціонерів до 300 одиниць у рік.

В 2003 році ВАТ «КВБЗ», враховуючи річний досвід експлуатації перших поїздів, виготовило два швидкісні поїзди удосконаленої конструкції для швидкісної лінії Київ-Дніпропетровськ, які успішно експлуатуються на ній зараз. До складу поїздів цієї лінії включено спеціальні вагони-автомобілевози. Це дозволяє пасажиру здійснювати подорож поїздом, а його авто буде транспортовано теж поїздом і по прибуттю на станцію призначення швидко передано йому для користування.

В поїздах «Київ-Дніпропетровськ» є також вагон, призначений для перевезення інвалідів у візках і супроводжуючої особи, що дозволяє подорожувати людям з фізичними вадами.





Окрім перерахованих вище пасажирських вагонів, ВАТ «КВБЗ» у 2002 році на базі вагона мод. 61-779 спроектувало і виготовило спеціальний пасажирський вагон для перевезення спеціальних автомобілів президента України мод. 61-7014.

Вагон для перевезення спеціальних автомобілів моделі 61-7014 обладнаний:

- гаражним відділенням для розміщення 2-х автомобілів загальною масою до 10 тон;

- одним 4 місним купе;
 - одним 2 місним купе;
 - купе для відпочинку провідників;
 - купе-їдальнею;
 - апарельним заїздом у вагон, котрий зроблений разом з опускаючою торцевою стіною;
 - системою відеоспостереження, зв'язком.
- Цей вагон також, обладнаний усіма системами життєзабезпечення, аналогічними до вагонів мо-

делі 61-779. Після проведення успішних випробувань вченими ДПТУ та УкрНДІВ і за результатами МВК вагон передано до експлуатації. В даний час вагон знаходиться в експлуатації.

Для забезпечення перевезень пасажирів на далекій відстані у внутрішньому та міжнародному сполученні ВАТ «КВБЗ» виготовляє вагони мод. 61-799. Купе даного вагона виконано в спальному варіанті і він розрахований на перевезення 40 пасажирів. Сьогодні біля сорока вагонів даної модифікації експлуатуються на залізницях України.

Аналіз отриманих результатів експлуатації вагонів підтверджує відповідність вагона усім вимогам технічного завдання і забезпечення достатньої економічності пасажирських перевезень за рахунок вартості життєвого циклу і підвищення коефіцієнта експлуатаційної готовності рухомого складу.

ВАТ «КВБЗ» разом з ДПТОм та УкрНДІВом продовжує роботи з впровадження швидкісного руху на залізницях України. Вже розроблений і пройшов динамічні ходові та міцнісні випробування новий вітчизняний швидкісний візок, застосування якого на перспективних швидкісних лініях дозволить збільшити швидкість руху вагонів з удосконаленими динамічними характеристиками до 200 км/г, зменшить час перебування пасажирів в подорожі.

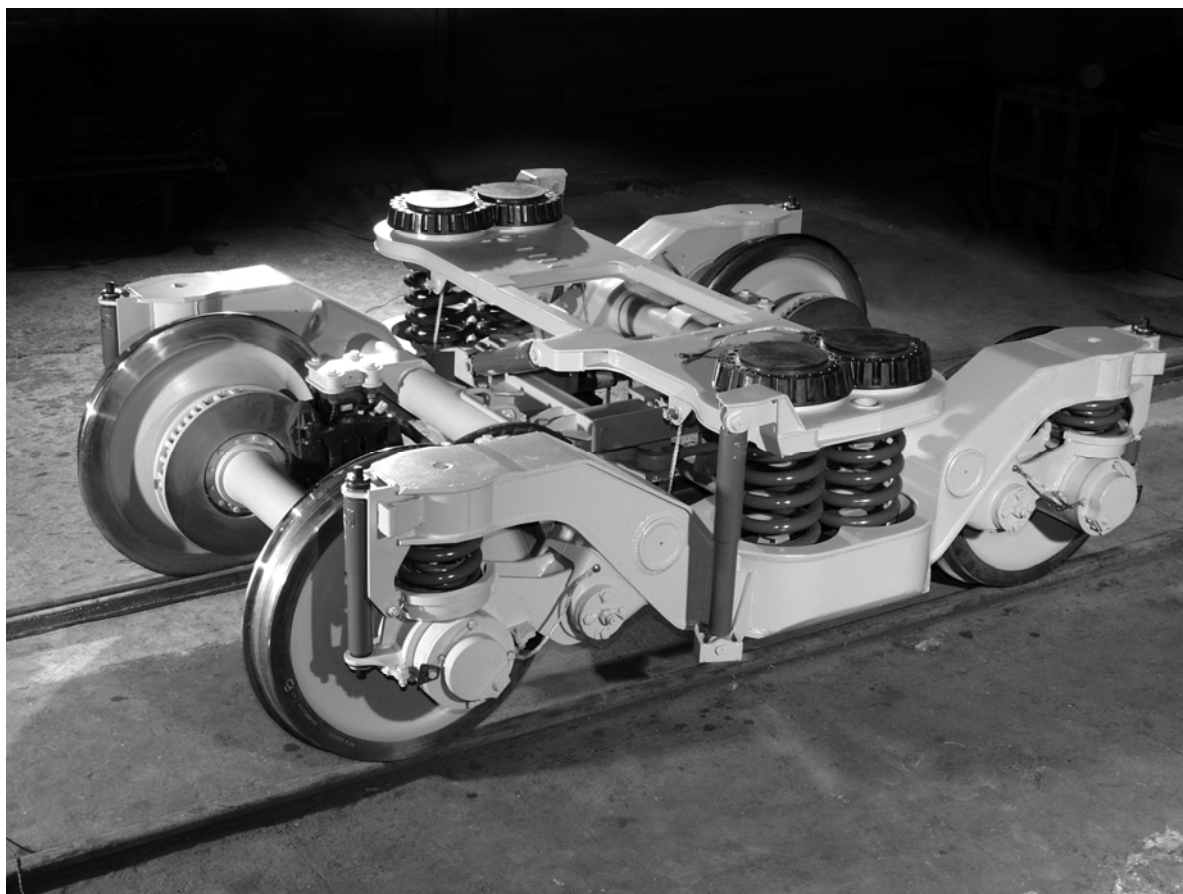
Багаторічним досвідом експлуатації пасажирських вагонів підтверджується, що одним із основних факторів безпеки руху та комфорту пасажирів є конструкція візків.

Візки типу КВЗ-ЦНП для пасажирських вагонів, що експлуатуються нині на залізницях України, вже не відповідають сучасним вимогам, щодо ходових частин.

При експлуатації візки КВЗ-ЦНП підлягають ремонту (в об'ємі деповського) через кожні 250...300 тис. км пробігу зі значними ресурсними та трудовими витратами, в той час, як за даними досвіду експлуатації візків безлюлечного типу, наприклад візки Y-32 (Франція), ремонт такого обсягу при відмінному стані колії необхідний тільки після 1200 тис. км пробігу.

На базі досвіду експлуатації пасажирських візків провідних фірм Західної Європи та Росії Укрзалізницею було прийнято рішення про виконання дослідно-конструкторських робіт, що до створення сучасного вітчизняного візка для пасажирського вагона на базі візка типу Y-32.

Фахівцями ВАТ «КВБЗ» за період 2002–2003 р. розроблена конструкторська документація, та виготовлено 8 зразків візків, які встановлені під пасажирські вагони. Вченими науково-дослідних лабораторій ДПТУ та УкрНДІВу проведено динамічні ходові та по впливу на колію випробування нових пасажирських візків.



Візок призначений для використання на швидкісних пасажирських вагонах зі швидкістю руху до 200 км/год. Візок спроектований у відповідності до норм і властивостей експлуатації рухомого складу на залізницях СНД і норм утримання верхньої будови залізничної колії.

Візок обладнаний:

- торсіонним пристроєм, що забезпечує ефективне гасіння бокових коливань;
- пристроями заглушення високочастотної складової вертикальних в буксовій та вертикальних і горизонтальних коливань в центральних ступенях підвішування;
- дисковим гальмом з пристроєм контролю за проковзуванням коліс відносно рейок;

- датчиками активного виміру температури буксових вузлів в реальному масштабі часу;
- механізмами передачі повздовжніх та поперечних зусиль між кузовом вагона та візком.

Візок моделі 68-7007 забезпечує реальне збільшення швидкості руху, зменшення рівня шуму та динамічного впливу на колію, суттєво поліпшує плавність ходу.

Аналіз порівняльних технічних характеристик візків свідчить (табл. 3), що візок моделі 68-7007, по таким важливим показникам, як максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, сумарний статичний прогин візка під тараю вагона, плавність руху не гірший від закордонних аналогів, а по іншим технічним характеристикам знаходиться на рівні кращих зразків.

Таблиця 3

Порівняльні характеристики візків

Назва характеристики	Тип візка			
	У-32 (безлюлечна)	GP-200 (люлечна)	КВЗ-ЦНИИ (люлечна)	68-7007 (безлюлечна)
Вертикальна жорсткість підвішування, кН/м				
– первинного (на буксу)	802,2	901,0	1210,0	513,7
– вторинного (на сторону)	477,8	683,0	750,0	490,5
Статичний прогин підвішування, мм:				
– первинного	78,0	58,0	50,0	141,0
– вторинного	234,0	153,0	135,0	264,0
Горизонтальна поперечна жорсткість вторинного підвішування, кН/м				
– на сторону	342,0	441,0	460,0	403,5
Параметри опору гідравлічних поглиначів коливань у підвішуванні, кН·с/м				
– первинному	15,1	–	–	25,0
– вторинному	31,3	32,4	110,0	30,0
– горизонтальному	50,0	32,0	110,0	75,0
Параметри опору фрикційних поглиначів коливань у підвішуванні, кН:				
– первинному	–	2,36	2,0	–
Вага візка, т	6,5	6,3	7,1	6,7
База візка, м	2,56	2,5	2,5	2,56

Економічні розрахунки підтверджують, що повернення затрат на створення вітчизняного візка для пасажирських вагонів не перевищує 5 років, при виконанні повного обсягу дослідно-конструкторських робіт і створення потужностей для виробництва 300 візків на рік.

На цей час розроблений новий проект удосконаленого вагону мод. 61-788 і підготовлено до серійного випуску. В конструкції цього вагону знайшли своє відображення усі удосконалення конструкції вагонів мод. 61-779, сучасні підходи до конструювання, нові та удосконалені системи, обладнання, тощо.



Корпус вагону виконано без застосування обшиви з зігами.

Вагон моделі 61-788 облаштований:

- централізованою системою енергозабезпечення вагону від високовольтного статичного перетворювача енергії;

- головною системою опалення вагону з електричним котлом;

- додатковою системою опалення;

- моноблочною системою кондиціонування повітря;

- вхідними дверями з електромеханічним приводом;

- теплим тамбуром з пристроєм обігріву підлоги та вхідних сідців;

- інформаційною системою, що дозволяє відображати інформацію про час в дорозі, швидкості руху вагону, відстані від пункту відправлення, відстані до пункту призначення та ін.;

- замкнутою туалетною системою;

- гарячим та холодним водопостачанням;

- системою радіофікації та зв'язку;

- купе бізнес-класу додатково обладнано системою трансляції відеопрограм, можливістю прослуховування декількох радіопередач через головні навушники, підключення персональних комп'ютерів;

- усі посадочні місця обладнані індивідуальними поличковими світильниками, кнопкою виклику провідника;

- у 4-х та 6-ти місних купе реалізована можливість регулювання температури по бажанню пасажирів;

- кузов вагона обладнаний фальшбортами, які захищають від ушкодження підвагонного обладнання, панорамними вкесними вікнами з використанням світловідбиваючого скла;

- вагон встановлений на візках, обладнаних дисковими гальмами, протитюзним пристроєм і системою гашення коливальних у поперечному та вертикальному напрямку;

- у джерелах світла використовуються люмінесцентні лампи і світлодіоди.

Планування вагона включає два пасажирських купе з місцями для сидіння першого класу і пасажирський салон з місцями для сидіння другого класу. Таке планування дозволяє в складах денних потягів мати тільки один тип вагонів, що дуже зручно в експлуатації. У випадку вимушеної заміни будь-якого вагону, у резерві знаходиться один вагон, комбінований, а не два, як сьогодні – першого і другого класу.

Таким чином, у результаті виконаної роботи вирішена важлива народногосподарська проблема – створення вітчизняного пасажирського вагонобудування, що дозволяє прискорити заміну зношеного парку пасажирських вагонів,

підвищити його продуктивність, знизити витрати на обслуговування та ремонти. Одночасно це дозволяє заощадити значні валютні кошти і підтримати вітчизняних виробників. Так, реалізація розробки забезпечує більш як 5000 робочих місць у промисловості та сприяє поліпшенню соціальної ситуації у країні.

Економічний ефект від реалізації всього комплексу робіт становить 462,7 млн грн, а термін окупності становить 3,56 року при 20 % прибутку та 30 % відрахувань від прибутку. Щорічна економія на закупівлі імпортних пасажирських вагонів (Німеччина) становить близько 190 млн євро.

За час використання пасажирських вагонів виробництва ВАТ «КВБЗ» на швидкісних напрямках перевезено близько 2 млн. пасажирів та отримано біля 50 млн грн.

Розробка базової моделі вагону, пристосованої до численних модернізацій, забезпечило виготовлення вагонів для денного швидкісного сполучення, що дало можливість організувати пасажирські перевезення на сучасному рівні. Укрзалізниця отримала можливість здійснити заміну зношеного рухомого складу, знизити витрати на обслуговування і ремонт пасажирських вагонів.

У процесі виконання роботи фахівцями було опубліковано 192 наукові праці, з яких 76 патентів України та Росії. Інформація про роботу зі створення, освоєння виробництва й експлуатації пасажирських вагонів міститься в 50 публікаціях у газетах і журналах та більше ніж 30 показів на телебаченні.

Науково-технічне та соціальне значення виконаних робіт зі створення вітчизняного пасажирського вагонобудування підтверджено при їх громадському обговоренні на засіданні Вченої Ради Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна 21 березня 2005 року.

Отримані позитивні відгуки від виробничих, наукових та проектних організацій.

Конструкцію швидкісного візка мод. 68-7007 визнано кращим винаходом 2003 року.

Пасажирський вагон мод. 61-779ДІ (для перевезення інвалідів у візках) увійшов до складу «Ста кращих товарів року» за 2003 рік. Пасажирський вагон мод.61-788 та швидкісний візок увійшли до складу «Ста кращих товарів року» за 2004 рік.

Пасажирські вагони виробництва ВАТ «КВБЗ» неодноразово отримували високу оцінку на виставках залізничної техніки у містах України–Києві, Кременчуці, Дніпропетровську, Харкові, Росії–Москві, Санкт-Петербурзі, Литві–Вільносі, Німеччині–Берліні, Польщі–Гданську.

Надійшла до редколегії 24.02.2005.

Ю. М. ФЕДЮШИН, Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця),
 А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагонобудування),
 О. М. ПШНЬКО (ДІТ), В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ
 (ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод»)

АНАЛІЗ СВІТОВИХ ТЕНДЕНЦІЙ І ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНБУДУВАННЯ

Наведений аналіз світових тенденцій розвитку конструкцій пасажирських вагонів та перспектива їх розвитку.

Проанализированы мировые тенденции развития конструкций пассажирских вагонов и перспектива их развития.

In article world (global) tendencies of development of designs of carriages and prospect of their development are analyzed.

Пасажирські перевезення в країнах Центральної та Східної Європи знаходяться в зоні дії міжнародних транс'європейських транспортних коридорів. МСЗ опублікувала результати виконаного на її замовлення аналізу стану та перспектив пасажирських перевезень в деяких країнах Центральної та Східної Європи. Дослідження проводилися на основі статистичних даних 1995 року та результатів прогнозу на 2010 рік.

Ситуація в пасажирських перевезеннях залежить від економічного розвитку країн та регіонів, природно-географічних умов, розміщення природних ресурсів, ринків праці й збуту,

а також інших факторів, що впливають на ефективність виробництва та рівень купівельної спроможності населення. Відправним пунктом аналізу була питома вага валового внутрішнього продукту (ВВП). Прогнозна питома вага та темпи її зростання визначають тенденції в змінах як загального обсягу перевезень, так і його розподілу між окремими видами транспорту.

Показники пасажирських перевезень в 1995 р. подані в табл. 1.

У табл. 2 наведені дані про чисельність населення та обсяги пасажирських перевезень в країнах Центральної та Східної Європи в 1995 році.

Таблиця 1

Пасажирські перевезення в країнах Центральної та Східної Європи

Вид сполучень	Обсяг пасажирських перевезень за видами транспорту, тис. чол.				
	Залізничний	Повітряний	Автобуси	Особисті автомобілі	Всього
Внутрішні:	114944	1044	79030	246819	441837
Польща	31730	264	20000	65629	117623
Чехія	17179	100	13501	50600	81380
Словаччина	5400	0	7300	24200	36900
Угорщина	18098	0	17100	50299	85497
Словенія	2799	0	6001	25601	34401
Хорватія	1400	151	2500	1000	5051
Югославія	9409	266	8330	14588	32593
Румунія	28929	263	4298	14902	48392
Міжнародні:					
В кордонах регіонів	3518	559	6187	10173	20437
З країнами ЄС	2950	3420	5723	7498	20041

**Чисельність населення та обсягів пасажирських перевезень
в країнах Центральної та Східної Європи в 1995 році**

Країна	Чисельність населення		Обсяг внутрішніх пасажирських перевезень	
	Млн чол.	Частка країни в регіоні, %	Тис. чол. частка	Частка країни в регіоні, %
Польща	38,6	37,0	117623	26,6
Чехія	10,3	9,8	81380	18,4
Словаччина	5,4	5,2	36900	8,4
Угорщина	10,3	9,8	85497	19,4
Словенія	2,0	1,9	34401	7,8
Хорватія	4,8	4,6	5051	1,1
Югославія	10,4	10,0	32593	7,4
Румунія	22,7	21,7	48392	10,9
Всього	104,5	100	441837	100

У міжнародних перевезеннях ситуація в Центральній і Східній Європі залежить від інтенсивності зв'язків між окремими державами, розвитку рекреаційного та туристичного бізнесу. Найбільша частка перевезень припадає на особисті автомобілі та автобуси: до 80 % в межах регіонів, до 65 % – в країні ЄС. Частка залізничного транспорту становить відповідно 17 та 15 %.

Радикальні зміни, що проходять в країнах Центральної та Східної Європи, їх потяг до інтеграції в ЄС приводять до значних реформ всієї транспортної системи регіону, у тому числі й у пасажирському сполученні.

Усе це змушує транспортні пасажирські компанії і адміністрації активізувати свою діяльність, а саме: вводити в експлуатацію нові,

удосконалити сучасні транспортні засоби, раціоналізувати схеми сполучень. Бажана поступова заміна поїздок в особистих автомобілях на поїздки в поїздах в далеких сполученнях, у тому числі разом з автомобілями. З огляду на це був виконаний прогноз пасажирських перевезень на 2010 рік, основні положення якого можна сформулювати таким чином: у міжнародних сполученнях на відстань до 200 км переважатимуть перевезення в особистих автомобілях; більше 200 км – буде зростати частка перевезень залізничним транспортом.

Загальні дані щодо прогнозу пасажирських перевезень в країнах Центральної та Східної Європи наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Прогноз обсягу пасажирських перевезень в країнах Центральної та Східної Європи на 2010 рік, млн чол.

Обсяг перевезень	Загальний обсяг	Залізничний транспорт	Повітряний транспорт	Автобуси	Особисті автомобілі
1995					
Всього:	482,3	121,4	5,0	90,9	265,0
Внутрішніх	441,8	114,9	1,0	79,0	246,9
Міжнародних	40,5	6,5	4,0	11,9	18,1
Частка виду транспорту в загальному обсязі перевезень, %	100	25,2	1,1	18,8	54,9
2010					
Всього:	942,2	190,2	26,0	124,7	601,3
Внутрішніх	828,0	180,0	6,0	108,0	534,0
Міжнародних	114,2	10,2	20,0	16,7	67,3
Частка виду транспорту в загальному обсязі перевезень, %	100	20,0	2,8	13,2	63,8
Зростання, %					
Всього:	195,4	156,7	520,0	137,2	226,9
внутрішніх	187,4	156,7	600,0	136,7	216,3
міжнародних	282,0	156,9	500,0	140,3	378,1

Разом з тим необхідно підходити до цих даних із певними застереженнями, так як концепція «вільного неба» над 27 країнами Європи, включаючи регіон, що розглядається, передбачена планами лібералізації повітряного простору починаючи з 2004 року, призводить до конкурентного тиску з боку великих авіаційних компаній [2].

Компанія Westfälische (WAB, Німеччина) – дочірнє підприємство EBG, разом з Державними залізницями Швеції SJ з літа 2001 року експлуатують експрес Берлін–Мальме три рази на тиждень. До цього часу потяг знаходився у відомстві Німеччини (DBAG), потім його передали приватній компанії WAB у зв'язку з нерентабельністю. Приватизація експреса суттєво змінила ситуацію. Зараз середня населеність потягу становить 200 пасажирів, що в 10 раз більше, ніж у 2000 році. Такі досягнення стали можливими завдяки підвищенню якості обслуговування, більш вдалому графіку руху, зручностям для пересадки в Берліні. Експреси укомплектовані локомотивами, що закуплені у DBAG, які виступали проти оренди. У той же час в Чехії та Словаччині були замовлені спальні вагони. Втім компанія WAB прийняла рішення в рамках підвищення якості послуг та збільшення їх обсягу перейти на більш комфортабельні шведські вагони. Цьому передували 37 пробних поїздок. Окрім нічних поїздів, уведений в дію денний поїзд [3].

У рамках перегляду політики в галузі залізничного транспорту Німеччина відмовилася від спільних замовлень із залізницями Австрії і Швейцарії багатосистемних високошвидкісних електропоїздів з котлами, що мають можливість нахилу кузовів. Залізниці ж Австрії і Швейцарії, надаючи великого значення розвитку перевезень у напрямку Північ–Південь, планують ввести в експлуатацію такі поїзди з 2006 року. За іншими напрямками співробітництво Німеччини, Австрії і Швейцарії продовжується. У галузі маркетингу вживаються заходи більш простої та прозорої політики учасників NEE Rail Alliance [4].

У Німеччині надають переваги регіональним перевезенням [5].

Це дозволило збільшити пасажиропотоки на окремих лініях, покращити надання послуг, підвищити комфорт за рахунок скорочення тривалості поїздок. Модернізація ряду ліній дозволила підвищити маршрутну швидкість. Так, до кінця 2004 р. планувалось ввести в експлуатацію поїзди до Гамбурга зі швидкістю до 230 км/год.

У листопаді 2001 року компанія «Bombardier Transportation» представила нову стратегію орга-

нізації виробництва у Європі, яка передбачає концентрацію капіталоемних виробництв (виготовлення кузовів, візків та ін.) на спеціалізованих заводах з максимальним використанням виробництв із збирання, що розподілені по різних країнах Європи. Але інвестиційна програма, яку обнародували в грудні 2001 року Німецькі залізниці, що передбачає виділення на найближчі роки 10 млн євро на оновлення вагонного парку, суттєво змінила ситуацію в країні.

Виходячи з цього, компанія «Bombardier Transportation» прийняла рішення щодо збереження виробничих потужностей на заводі в Аммендорфі до завершення робіт за уже укладеними контрактами. Далі завод буде поетапно репрофільований в основне підприємство з технічного обслуговування та модернізації рухомого складу [7].

Розвитку регіональних сполучень у Великобританії присвячена стаття [8]. У ній наведений проект розвитку регіональних пасажирських перевезень на 2002–2020 роки. Головним стратегічним завданням місцевого самоврядування є прискорення інтеграції автобусних та залізничних перевезень з метою максимального полегшення процесу пересадки з одного виду транспорту на інший. Передбачається також, що на окремих ділянках буде рух як трамваїв так і поїздів залізниць.

У березні 2002 року розпочалися роботи на лінії Берлін–Гамбург з метою підвищення швидкості поїздів до 230 км/год. Реконструкцію лінії було заплановано закінчити до кінця 2004 року.

Після 15 місяців введення в експлуатацію постійного транспортного зв'язку між Данією та Швецією зріс обсяг пасажирських перевезень. Особливу увагу на залізницях Швейцарії приділяють пасажирським перевезенням. У статті [9] наведені основні тенденції їх розвитку. Проблемам прямого залізничного сполучення через протоку Фемарн–Бельт присвячена стаття [10]. У наведених даних викладені основні тенденції щодо впровадження таких сполучень. Це: пасажирські експреси Копенгаген–Гамбург зі швидкістю до 200 км/год; міжрегіональні Копенгаген–Гамбург зі швидкістю до 180 км/год із зупинками у великих містах; пасажирські поїзди зі швидкістю 120 км/год (пасажирські із спальних вагонів) та нових типів і регіональні пасажирські поїзди зі швидкістю до 180 км/год Копенгаген–Нюкєбінг.

Франція веде роботи з прискорення темпів регіональних пасажирських перевезень. Національне товариство залізниць Франції підписало угоду з властями провінції Рона–Альпи терміном

на 5 років щодо фінансування регіональних перевезень. До 2007 року Національне товариство залізниць Франції зобов'язується збільшити обсяги поїзної роботи на 1,4 млн поїздо-кілометрів за рік відносно нинішніх 25 млн. Для здійснення цих завдань будуть надані субвенції на суму 256 млн євро на 2002 рік, а на подальші 5 років 500 млн євро для придбання нового рухомого складу [11].

Приміські перевезення в південній частині штату Каліфорнія (США) були організовані в 1992 році на трьох діючих лініях у районі Лос-Анжелесу. У 2001 році сполучення діяли уже на шести маршрутах зі 49 станціями і середній обсяг перевезень становив близько 34 тис. пасажирів. Це було реалізовано шляхом набуття права на пропуск приміських поїздів по лініях вантажних залізничних компаній, викупу окремих ділянок, виділення капітальних вкладень у створення необхідних об'єктів інфраструктури за рахунок введення додаткових місцевих податків з продажу та займів, які організовані адміністрацією штатів, та створення об'єднаного управління рейкового транспорту п'яти округів штату, що обслуговуються транспортною системою. У новому десятилітті намічені подальші шляхи розширення системи зі збільшенням чисельності парку рухомого складу, розвитком інфраструктури. У статті [12] також наведена історична зарисовка щодо діяльності залізниці починаючи з моменту створення управління приміських пасажирських перевезень у хронологічному порядку, висвітлені питання експлуатації та технічного оснащення, розвиток інфраструктури та перспективи приміських пасажирських перевезень.

У [13] повідомляється про закінчення будівництва міської залізниці навколо Берліна. З метою заохочення пасажирів до користування пасажирськими поїздами «Acela» [13] передбачена преміальна система для пасажирів (США). Для заохочення пасажирів на поїздки залізничним транспортом у США створюють також змішані термінали.

Про доступність поїздів для людей похилого віку йдеться у статті [14]. Викладені відомості щодо робіт, які проводяться в рамках МСЗ. Розглянуті фактори зручності, безпеки, освітленості. У рамках ЄР приймається багато ініціатив, які задовольняють вимоги інвалідів та людей похилого віку.

У вигляді таблиці [15] наведені дані щодо поставок пасажирських вагонів в 2000–2001 роки, а також прогноз на 2002–2006 роки.

Повідомляється у [16] про контракт на суму 40 млн євро з компанією «Bombardier Transportation» компанії MAV на 136 вагонів на заводі в Дунакесі. У цих вагонів буде проведена модернізація крісел, сантехніки, системи опалення, дверей з автоматичним приводом, посиляться стекловолокно внутрішньої пластикової обшивки, поліпшиться освітлення.

У кінці 2004 року в Санкт–Петербурзі відбулася нарада, на якій повідомляється про необхідність до 2007 року створити нові пасажирські вагони, які будуть курсувати зі швидкостями до 200 км/год. Обмежене курсування з такою швидкістю відбувається уже сьогодні [17].

Найбільшим виробником пасажирських вагонів та візків у Росії є Тверський вагонобудівний завод. Він може випускати візки близько 20 модифікацій. Як і на Кременчуцькому вагонобудівному заводі, останнім часом на цьому підприємстві виконуються розробки пасажирських поїздів для швидкостей 160... 200 км/год. Усі вагони Тверського вагонобудівного заводу для швидкостей до 160 км/год мають довжину 24,6 м. Вагони обладнані електропневматичними колодковими гальмами і мають системи, які не в повній мірі відповідають сучасним вимогам. Тому заводом прийнято рішення щодо розробки нового покоління вагонів і візків до них для швидкостей руху 200 км/год. Довжина цих вагонів становить 25500 мм. Візки для вагонів зі швидкістю до 200 км/год мають безлюлькову конструкцію, а до 160 км/год – люлькову конструкцію. У нових вагонів передбачаються колодкові гальма. Для пасажирських поїздів зі швидкістю до 200 км/год ведеться пошук з створення дискових та магніторейкових гальм [18].

Для опалення внутрішніх приміщень залізничного рухомого складу в даний час використовуються переважно повітряні та конвекційні системи. За наявності системи кондиціювання повітря опалення здійснюється за рахунок вмонтованого в нього нагрівача. Тепло від нагрівача подається по каналах до внутрішніх приміщень рухомого складу. У результаті проходження теплового потоку по системі каналів, зовнішні поверхні яких обдуваються холодним повітрям, багато тепла витрачається неефективно. Таким чином, опалення приміщень, які віддалені від центрального нагрівального приладу, має певні труднощі, що призводять до невинуватених витрат.

Другий широко розповсюджений метод опалення пасажирських салонів базується на використанні децентралізовано встановлених опалю-

вальних приладів, наприклад, під пасажирськими сидіннями. У цьому разі тепло використовується безпосередньо на місці, де воно створюється. Децентралізоване опалення займає багато місця, великі витрати на кабельну проводку.

Як конвекційне опалення можна розглядати системи, у яких використовуються електричні трубчаті нагрівачі, радіатори або опалювальні панелі. Такі прилади можуть бути розміщені на бокових стінах вагонів, під сидіннями або в спеціальних нішах.

Відповідно до європейського стандарту prEN 13129-3, що введений в дію у березні 1999 р., вимагається, щоб різниця температур на різних рівнях по висоті не перевищувала встановлених величин. Досягти цього традиційними методами майже неможливо. Тому останнім часом конструктори провідних фірм Європи працюють над створенням плоских нагрівачів. Вони можуть бути селіконові, у вигляді плівки та ін.

У статті [19] наведені конструкції деяких плоских нагрівачів. На перспективу найбільш підходять нагрівачі у вигляді плівки, але вони потребують проведення досліdnих випробувань: протипожежних, механічних (у тому числі вібраційних та ударними навантаженнями), а також на електромагнітну сумісність.

Лінія Штутгарт–Цюрих з'єднує залізницю Німеччини та Швейцарії і є частиною європейської високошвидкісної мережі. У зв'язку з цим до неї ставляться підвищені вимоги щодо плавності руху та часу поїздки. Для вирішення цих завдань у травні 1999 року на лінії введено в експлуатацію рухомий склад нового покоління – високошвидкісні поїзди ICE-T залізниць Німеччини із вагонів з кузовами, що мають можливість нахилу. Так як на цій трасі багато кривих (на 237 км загальної довжини лінії 94 км займають криві), максимальна швидкість складала 140 км/год, а маршрутна 80 км/год. З цієї причини пасажиропотік на лінії був дуже малий. Час ходу між Штутгартом і Цюрихом – 3 год 4 хв.

Поїзда ICN повинні бути поставлені у 2004 р. Компанія «Bombardier Transportation» виготовлятиме електрообладнання тягового приводу, а також кузови, внутрішнє обладнання. Кінцеве складання потягу, а також випробування і здача потягів в експлуатацію також за цією компанією. «Alstom» несе відповідальність за поставку візків та системи нахилу кузова. Конструктивна швидкість поїзда ICN – 200 км/год. З травня 2000 р. 24 таких поїздів знаходяться в експлуатації на лініях Лозанна–Біль–Цюрих–Сант-Галлен [20].

У перший рейтинг високошвидкісних сполучень ввійшли 10 країн, залізниця яких реалізували зв'язок із середньою швидкістю більше 120 км/год. У даний час таких країн уже більше 20.

Лідуюче положення займає Японія, слідом за нею іде Франція з введенням в експлуатацію ліній TGV Mediterranee і підвищенням середньої швидкості до 259,4 км/год на лінії Баланс–Авіньон. Позиції лідерів такі: Японія, Франція, Іспанія, Німеччина та Великобританія. У роботі [21] наведені характеристики найбільш успішних поїздів. Аналіз цих матеріалів дозволяє чітко простежувати тенденцію збільшення середніх швидкостей руху поїздів та скорочення часу поїздок.

У 1999 році в країнах ЄС пасажирооборот, що припадає на частку високошвидкісних сполучень на дев'яти залізницях, досяг 52,7 млрд пас.-км, що склало майже 20 % від загального пасажирообороту на залізничному транспорті країн ЄС (292 млрд пас.-км). У 2001 році довжина нових високошвидкісних ліній у Європі збільшилася до 3000 км, а у 2010 році, як передбачається, виросте до 6000 км [22].

У Німеччині епоха високошвидкісного руху розпочалася у 2001 році, що дозволило суттєво скоротити час поїздок у різних напрямках.

Компанія GIF (Іспанія) – оператор інфраструктури залізниць Іспанії приступила до будівництва другої лінії високошвидкісних ліній Мадрид–Барселона. Лінія розрахована на швидкість руху поїздів 350 км/год. Проводяться роботи з впровадження високошвидкісного руху в Бельгії, Голландії та інших країнах.

За короткий час поїзди «Eurostar» забрали у повітряного транспорту 60 % ринку пасажирських перевезень на лінії Лондон–Париж. Чотирисистемний поїзд «Thalys» курсує на залізницях Франції, Бельгії, Голландії та Німеччини. Після 2005 року поїздка з Брюсселя до Ліля займе 30 хвилин, а з Кельна до Парижа 3 години. Новими та реконструйованими лініями, що розраховані на швидкості 250 км/год, а на деяких ділянках 320 км/год, будуть пов'язані промислові центри, такі як Париж, Страсбург, Менц, Саарбрюккен, Мангейм та Карлсрує.

Протяжність ліній Західної Європи у 2020 р. становитиме 10 000 км.

Генеральною дирекцією МСЗ створена дирекція з високошвидкісного зв'язку по всьому світу. Цією організацією у 2001 році розпочаті НДР щодо прогнозів у області транспорту на 2010–2020 рр.

Компанія «Alstom» є провідним виробником у Європі високошвидкісних та регіональних поїздів [23]. Характеристики таких поїздів наведені в табл. 4.

Таблиця 4

**Електропоїзди
та регіональні поїзди компанії «Alstom»**

Серія	Довжина, м	Маса, т	Потужність, кВт	Максимальна швидкість, км/год
TGV-Duplex	200	424	8800	300
Thalys	200	415	8800	300
TGV-Reseau	200	416	8800	300
Eurostar	394	820	12200	300
TER	53	115	1700	140
TER-2N	112	295	3500	140

Поїзди ICE-T мають швидкість 230 км/год. На середину 2002 року німецькі залізниці уже мали 43 таких поїзди [9].

Відповідно до законодавства, що діє в країнах Західної Європи, на залізницях Великобританії прийнятий акт щодо забезпечення інвалідів на візках комфортного доступу у вагони пасажирських поїздів та створення їм умов для використання туалетів. Виходячи з цього, у нових, а також вагонах, що проходять модернізацію, в обов'язковому порядку встановлюється обладнання, що відповідає вказаним вимогам.

Одним з постачальників туалетів є компанія «Jones Garrud», що налагодила випуск туалетів модульної конструкції. Гарантійний термін служби обладнання туалетів (15...20 років) відповідає терміну служби конструкції вагона до капітального ремонту. Відмітною рисою нових туалетів є застосування в їх конструкції двостулкових дверей; кожна стулочка має циліндричну форму й переміщається по дугоподібних напрямних. Ширина дверного отвору 180 мм. Це дозволяє безперешкодний рух інвалідних візків.

Привод та системи управління дверима туалетів постачає компанія «Hoerbiger-Origa». У приводі використовується пристрій «Jones Garrud» для дверей, пара безштокових пневматичних циліндрів діаметром 25 мм та довжиною ходу 950 мм. Для перетворення поступно-прямолінійного руху циліндрів у криволінійне переміщення стулочок дверей застосовані колінчасті тяги. Тиск у пневмоциліндрах 3 кгс/см². Повітря в циліндри поступає через знижувальний редуктор від магістралі вагона через фільтр. Цикл відкривання-закривання стулочкою триває 5 ± 1 с. Управління приводом здійснюється за допомогою кнопки. При зайнятому туалеті стулочка дверей блокується та загорається сповіщальний сигнал [24].

У Швейцарії на маршруті Біль–Базель з'явилися поїзди ICN з кузовами, що мають систему нахилу. Ці поїзди виконують пробні поїздки [25] з грудня 2004 року. Буде розпочатий рейковий рух. На всьому маршруті усі переїзди, що не мають переїздів, будуть обладнані додатковими попереджувальними щитами, що повинно підвищити рівень безпеки. Метою випробувальних поїздок є допуск поїздів до експлуатації на маршруті. Швидкість нових поїздів на 30 % більша, ніж звичайних. Завдяки вводу нових поїздів час ходу між Лозаною та Цюрихом скоротиться на 15 хвилин.

Співпраця з «Bombardier Transportation», а також придбання фірмою «Alstom» залізничного відділу концерну «Fiat Ferroviaria», що мав досвід виготовлення поїздів типу «Pendolino» дозволило їй освоїти технологію нахилу кузовів вагонів, яка дозволяє підвищити швидкість на кривих ділянках колії [23].

Залізниці Німеччини мають намір приступити до реалізації технічних заходів щодо використання в коридорі в центральній частині країни високошвидкісного електропоїзда ICE і міжміських поїздів на локомотивній тязі. Так, з грудня 2002 року повинні були курсувати три поїзди ICE-T, що складаються з вагонів з нахилом кузова, та п'яти міжміських поїздів з локомотивною тягою [26].

Компанія «Alstom» застосовує на нових британських поїздах з вагонами, що мають пристрої для нахилу кузова, високовольтну полімерну ізоляцію для струмознімачів, збірних шин, розрядників, струмопроводів до трансформаторів, а також комплектні кабельні розводки для дахового обладнання. Ця продукція має вагу в 3 рази меншу, ніж кераміка, у чотири рази тонше при одній і тій же електричній міцності, і може витримувати більш високі механічні навантаження [27].

Лібералізація ринку електроенергії трифазного струму в Німеччині сприяла більш широкому використанню статичних перетворювачів для живлення тягових мереж як найбільш прийнятних з точки зору економічних міркувань. Ці пристрої, що застосовуються починаючи з 1990 р., виділяються високою надійністю. У 1998 р. DB Energie оголосила конкурс на розробку стандартного перетворювача, який виграла компанія «Alstom Power Conversion Germany». Вона розробила перетворювач для тягового електропостачання, що одержав назву VAUM. Дослідна експлуатація цих перетворювачів дозволила зробити висновки щодо їх широкого використання в мережах з різними умовами функціонування.

Компанія «Transtechnik» розширює сім'ю перетворювачів «Coolcon», що призначені для живлення установок кондиціонування повітря у вагонах. Широкого розповсюдження набув перетворювач, фото якого наведено в [25]. Він виконаний у вигляді висувного блока. Перетворювачі виконуються різної потужності. Зараз випускається шість його модифікацій потужністю від 5 до 32 кВ·А. Вхідна напруга для усього типоряду становить 600/700 В постійного струму. Допустимі коливання в діапазоні 420...1100 В. Напруга на виході трифазного струму в залежності від модифікацій становить 208, 230 або 400 В. При великому діапазоні потужності перетворювачі мають близькі між собою значення маси. Так, модифікація потужністю 5 кВ·А має масу 55 кг, а 32 кВ·А – 90 кг.

Перетворювачі використовуються не тільки в Німеччині, а й у США потужністю 21 та 26 кВ·А в установках «Thermoking» та у Франції – установках потужністю 5 кВ·А типу «Sütak».

Компанія «Transtechnik» (Німеччина) працює із допоміжними перетворювачами потужності 1,8 кВ·А, у яких «Coolcon GTO Liebherr».

На сучасному залізничному рухомому складі тяговими перетворювачами є ті, які мають сучасну силову електроніку. Одними з найбільш поширених є перетворювачі на базі транзисторів IGBT. Вони мають такі переваги:

- простота схеми управління;
- відсутність допоміжних комутаційних цепів;
- хороша захисна спроможність, наприклад, при коротких замиканнях;
- висока частота перемикачів при низьких комутаційних втратах.

Більш детальні переваги перетворювачів на базі транзисторів IGBT наведені у статті [29].

У 1995 році компанія «Siemens Verkehrstechnik» (зараз «Siemens TS») прийняла рішення щодо концентрації в Граці усіх потужностей з виробництва компонентів ходової частини рухомого складу. Особлива увага приділена виготовленню рам візків. Для проектування їх використовується програма SAP R2 та апаратне забезпечення 2D-CAD, System HP ME 10 компанії «Hewlett Packard». Також вводиться система 3D-CAD. Процеси розмноження креслень та їх перевірки базуються на базі програм SAP.

Випробування зварювальних швів проводиться за DIN 6700. В окремих випадках на вимогу замовника можуть використовуватися й інші методи випробувань, але випробування на відповідність DIN 6700 обов'язкові.

Виготовлення рами проводиться із листової сталі S355J2G1WC + N розміром 2000×4000 мм [30].

На основі бази даних щодо пошкоджень гасників коливань розроблюється методика їх діагностики. Досліди проводилися на катковому стенді з проміжним вагоном поїзда ICE, на який встановлювалися як справні, так і пошкоджені гасники. Це пошкодження в основному чотирьох типів. Ходова частина була обладнана випробувальними приладами, що реєстрували параметри при моделюванні нерівностей шляху, які відповідали реальним й призводили до спрацювання гасника. Одержані сигнали звіряли на природність для використання як параметрів у системі бортової діагностики; при цьому особливий інтерес становили хід гасника, сили що в ньому діють та прискорення елементів його кріплення. Експерименти проводилися з імітацією руху поїзда зі швидкостями 160; 200 та 250 км/год. [31].

Наведений аналіз свідчить про такі тенденції у розвитку пасажирського вагонобудування:

- підвищення швидкостей пасажирських вагонів на лініях загального користування до 200 км/год і більше;
- підвищення комфорту завдяки впровадженню нових систем опалення, кондиціонування повітря, вентиляції, впровадженню інформаційних табло для інформування пасажирів під час поїздки;
- застосування нових матеріалів;
- застосування перетворювачів на базі транзисторів IGBT;
- створення вагонів для інвалідів, та складових цих вагонів;
- створення бізнес-купе з можливістю підключення персональних комп'ютерів та систем мобільного зв'язку;
- застосування вакуумних туалетів;
- застосування автоматизованих систем пожежної безпеки та управління тощо.

Усі ці положення були враховані при створенні вітчизняного пасажирського вагона на ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод», що дозволило створити конструкції зі значно вищим технічним рівнем у порівнянні з вагонами російського виробництва, шляхом більшої довжини вагона і як наслідок більшою пасажиромісткістю, підвищеним комфортом, застосуванням сучасних новітніх гальмівних систем та можливістю в найближчому майбутньому при відповідній підготовці колійного господарства досягти швидкостей 200 км/год і більше.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Аналіз стану світових тенденцій і перспектив розвитку підгалузі й науково-технічного напрямку «Вагонобудування» (наказ Держпромполітики від 30.08.2000 р. № 240): Звіт / УкрНДІВ, наук. кер. Донченко А. В.; Кременчук. – 2000. – Т. 1. – 294 с. – Т. 2. – 132 с.
2. Пассажи́рские перевозки в странах Центральной и Восточной Европы // Железные дороги мира, 2001. – № 12. – С. 9–11.
3. Увеличение пассажиропотока в сообщении Берлин – Мальме // Железные дороги мира, 2001. – № 12. – С. 3–4.
4. Совместные закупки подвижного состава в рамках союза TEE Rail Alliance // Железные дороги мира, 2001. – № 12. – С. 5.
5. Батисс Ф. Регионализация железнодорожного транспорта // Железные дороги мира, 2001. – № 12.
6. Поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами для железных дорог Великобритании // Железные дороги мира, 2002. – № 1. – С. 3.
7. События и факты // Железные дороги мира. – 2002. – № 1.
8. Планы развития региональных сообщений в Великобритании // Железные дороги мира. – 2002. – № 2. – С. 25–28.
9. Железные дороги Швейцарии – плоды интеграции // Железные дороги мира. – 2002. – № 4. – С. 9–15.
10. Перспективы прямого железнодорожного сообщения через пролив Фемарн – Бельт // Железные дороги мира, 2002. – № 4. – С. 15–17.
11. В Швейцарии введена в постоянную эксплуатацию система ETCS // Железные дороги мира, 2002. – № 5. – С. 2–8.
12. Организация пригородных сообщений в штате Калифорния // Железные дороги мира, 2002. – № 5. – С. 18–23.
13. События и факты // Железные дороги мира. – 2002. – № 6.
14. Железнодорожная связь с аэропортом Вены // Железные дороги мира. – 2002. – № 6. – С. 4.
15. Заказы и поставки пассажирских вагонов на железных дорогах Северной Америки // Railway Age. – 2001. – № 1. – Р. 44.
16. Обновление вагонов пригородных поездов на железных дорогах Венгрии // La Vie du Rail. – 2002. – № 215 (2830). – Р. 8.
17. Діловий журнал РЖД Партнер. – 2005. – № 2.
18. Каталог «Вагоностроительный завод». Тверь, 2005.
19. Отопление пассажирских вагонов с помощью плоских нагревателей // Железные дороги мира. – 2002. – № 3. – С. 41–43.
20. Новые поставки поездов ICN // Железные дороги мира, 2002. – № 1. – С. 2.
21. Рейтинг высокоскоростных сообщений // Железные дороги мира. – 2002. – № 1. – С. 9–12.
22. Будущее европейских высокоскоростных сообщений // Железные дороги мира. – 2002. – № 3. – С. 12–14.
23. Неувенхюйс Д. Железнодорожная промышленность на современном этапе / Д. Неувенхюйс, Дж. Пиро // Железные дороги мира. – 2002. – № 3. – С. 30–39.
24. Туалеты для пассажиров инвалидов // Железные дороги мира. – 2001. – № 12. – С. 7.
25. Новости // Железные дороги мира. – 2002. – № 3. – С. 2–8.
26. Расширяется полигон обращения поездов ICE в Германии // Железные дороги мира, 2002. – № 4. – С. 3.
27. Полимерная технология в производстве высоковольтного оборудования // Железные дороги мира. – 2002. – № 6. – С. 8.
28. Стандартный преобразователь VAUM // Железные дороги мира. – 2002. – № 1. – С. 40–46.
29. Применение тяговых преобразователей на базе транзисторов IGBT // Железные дороги мира. – 2002. – № 5. – С. 34–38.
30. Изготовление рам тележек на заводе в Граце // Железные дороги мира. – 2002. – № 1. – С. 36–39.
31. Выбор параметров для диагностирования гасителей колебаний // Железные дороги мира. – 2002. – № 1. – С. 46–48.

Надійшла до редколегії 03.02.2005.

А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідний інститут вагобудування),
Ю. М. ФЕДЮШИН, Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця)

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ДЕРЖАВНОЇ ПРОМИСЛОВОЇ ПОЛІТИКИ З ПИТАНЬ ЯКОСТІ ПАСАЖИРСЬКОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Викладена концепція державної промислової політики з питань якості.

Изложена концепция государственной промышленной политики по вопросам качества.

In article the concept of the state industrial politics on questions of quality is stated.

Державна промислова політика є важливою складовою загальнодержавної політики. Вона спрямована на досягнення промисловістю якісно нового рівня розвитку, посилення промислового потенціалу держави, задоволення потреб населення, зростання обсягів виробництва і підвищення конкурентоспроможності промислової продукції.

Метою державної політики є створення сучасного, інтегрованого у світове виробництво і здатного до саморозвитку промислового комплексу, у тому числі й транспортного, який відповідатиме аналогічним утворенням у розвинутих державах світу за такими основними критеріями:

- високий темп переходу до створення нових моделей та поколінь продукції;

- ефективно застосування принципово нових машин, матеріалів, комплектуючих, технологічних систем;

- випуск конкурентоспроможної продукції, здатної задовольнити потреби секторів економіки, від яких залежить безпека держави, та споживчого ринку (одним з найбільших таких секторів є залізничний транспорт);

- здатність виробництва до широкого впровадження науково-технічних досягнень, високий рівень транснаціональної інтеграції науки, технологій та промислового виробництва, домінування наукоємних галузей;

- значний рівень розвитку інформаційної, впроваджувальної, транспортної, постачально-збутової інфраструктури;

- раціональне впровадження ресурсозберігаючих та відновлювальних технологій;

- високий рівень екологічної безпеки;

- досягнення оптимального співвідношення та ефективного функціонування державного і приватного секторів промисловості.

Основними принципами державної промислової політики в секторі транспортного машинобудування є:

- забезпечення національних інтересів;

- соціальна та економічна спрямованість реформування сектора транспортного машинобудування;

- реалізація інноваційного типу розвитку сектора транспортного машинобудування;

- поєднання державного регулювання з ринковими механізмами саморегуляції;

- програмно-цільовий підхід до вирішення завдань щодо політики транспортного машинобудування;

- поглиблення процесів інтеграції у світову економіку, насамперед євроінтеграції.

Реалізація викладених принципів полягає у створенні належних умов для розвитку сектора транспортного машинобудування на ринкових засадах з одночасним посиленням державного регулювання, де ринкові механізми діють неефективно. Особливо це стосується науки, що обслуговує транспортне машинобудування в частині теоретичних досліджень, розробки та впровадження нормативно-правових та законодавчих актів, нових методів випробувань, нових технологій та випробувального обладнання, метрологічного забезпечення, визначення стратегії галузі на короткостроковий (1...5 років) та довгостроковий (20...50 років) періоди (ми всі повинні думати, як забезпечити життя наступних поколінь).

Передбачається прискорити та забезпечити:

- інституційні перетворення з утворення конкурентного середовища;

- конкурентоспроможність залізничної техніки через реалізацію інноваційного шляху її розвитку, формування нових технологічних укладів, підтримку розвитку наукоємких виробництв, особливо на початкових етапах;

- збільшення обсягу експорту, у першу чергу наукоємкої продукції;

- структурну перебудову виробництва, стимулювання його до оновлення, випереджаючий розвиток ресурсозберігаючих та соціально орієнтованих виробництв;

– розвиток виробництв та надання державної підтримки підприємствам та організаціям, які випускають імпортозамінну продукцію;

– формування цілісних промислових комплексів, залучення фінансових, енергетичних, матеріальних та інших ресурсів для розвитку транспортно-машинобудування та комплексу його правильного використання;

– проведення єдиної технічної політики у сфері стратегічних досліджень, стандартизації, сертифікації та метрології, координації роботи органів державної влади щодо узгодження національних стандартів з міжнародними. Міністерству промислової політики разом з Міністерством транспорту та Держспоживстандартом доцільно розглянути питання щодо створення на базі головної установи з питань науково-технічного забезпечення за напрямком «Рухомий склад магістрального та відомчого залізничного транспорту», якою сьогодні є УкрНДІВ, Державного наукового центру промисловості щодо створення та освоєння новітньої залізничної та відомчої техніки, у тому числі й для колійного господарства. Науковий та технічний потенціал в УкрНДІВ на сьогодні існує. Достатньо здійснювати лише невелику (на рівні 10...15 %) підтримку державою у частині фінансування відповідних напрямків, яка, на превеликий жаль, сьогодні відсутня;

– освоєння конкурентоспроможної продукції, що уже випускається в розвинутих країнах;

– створення принципово нових видів залізничної техніки, які б відповідали вимогам енергозбереження та захисту навколишнього середовища на принципах «обганяти, не доганяючи», чого не можна стверджувати зараз. Ця стратегія повинна базуватися на селективному характері й реалізовуватися в науково-технічних установах та на інноваційних підприємствах.

Результатом вищенаведеного повинне стати досягнення нового технічного рівня.

Як відомо, залізниці займають важливе місце у світовому транспортному комплексі.

Необхідно звернути увагу на такі переваги залізничного транспорту, як значно нижча вартість перевезень, мала залежність від погодних умов, високий рівень комфорту, безпеки та малий шкідливий вплив на зовнішнє середовище.

Кризовий стан економіки негативно позначився на діяльності залізничного транспорту колишнього СРСР, у тому числі й України. Так, у країнах колишнього СРСР з 1991 по 2000 рік обсяги вантажних перевезень залізничним транспортом зменшилися в 3 рази у зв'язку з

глибоким економічним спадом, а пасажирські (за чисельністю пасажирських перевезень) до 4 %, причому в далеких сполученнях кількість пасажирів, що користувалися залізничним транспортом, зменшилася у 2 рази. Було практично призупинено оновлення рухомого складу залізниць.

Разом з тим необхідно відзначити, що Україна в складі колишнього СРСР виробляла до 60 % від загального обсягу виробництва вантажних вагонів практично всіх відомих типів. Флагманом вантажного тепловозобудування був Луганський тепловозобудівний завод.

За роки радянської влади була створена передова конструкторська, технологічна і науково-дослідна база для забезпечення випереджувального розвитку галузі вагонобудування.

У той же час, пасажирські вагони локомотивної тяги, електро-поїзди та дизель-поїзди для приміського сполучення, рефрижераторні вагони, вагони-самосвали (думпкери), криті вагони, великовантажні контейнери та платформи для їх транспортування, електровози пасажирської та вантажної служб, тепловози для пасажирських перевезень виготовлялися за межами України.

Необхідно відзначити, що як і сама галузь транспортно-машинобудування, так і політика у сфері управління якістю на підприємствах цієї галузі переживає етап становлення й процес цей нерозривно пов'язаний із створенням та освоєнням нової продукції.

Незважаючи на кризовий стан в економіці, підприємства транспортно-машинобудування продовжували роботи зі створення рухомого складу, який відповідає сучасному рівню.

УкрНДІВом, ДІТом та підприємствами машинобудівного комплексу був виконаний комплекс передпроектних досліджень.

Великий обсяг робіт КрВЗ разом з УкрНДІВ, ДІТом, ВВПТІВагон, «Хартроном», заводами «Екватор», «Електронмаш», «Електроважмаш» та рядом інших підприємств військово-промислового комплексу України (понад 90 підприємств) протягом 1992–1995 років провели з підготовки виробництва та виконали передпроектні роботи щодо створення вітчизняного пасажирського вагона. Але у зв'язку з припиненням фінансування цих робіт починаючи з 1995 року практично до 1998 року роботи були призупинені.

Виконана НДКР зі створення потужностей для пасажирського рухомого складу. Розроблено проект науково-дослідної бази УкрНДІВ, який так і не був реалізований у зв'язку з відсутністю відповідних капіталовкладень.

Разом з кризою на підприємствах відчувалась в ці роки і криза в науці. Призупинили

своє існування інститути, які пройшли приватизаційний процес. При різкому спаді виробництва наука не завжди знаходила своє місце у вирішенні питань сьогодення, точніше на неї не було попиту.

Вищенаведене призвело до зниження якості виготовлення, так і технічного рівня вітчизняної продукції. Разом з тим підприємства та організації галузі транспортного машинобудування шукали вихід з ситуації, що склалася.

З уведенням у дію з 1998 року Державної науково-технічної програми «Розвиток рейкового рухомого складу соціального призначення для залізничного транспорту та міського господарства» поживалися роботи щодо створення пасажирського рухомого складу.

Метою програми є створення та освоєння виробництва на українських підприємствах рейкового рухомого складу для забезпечення потреб населення України в перевезеннях на далекі відстані, у приміському сполученні та міським транспортом, завдяки чому мають бути різко зменшені обсяги придбання рухомого складу в державах СНД та Європи. Визначені терміни реалізації Програми – з 1998 по 2003 рік.

Підґрунтям для розроблення Державної програми з ініціативи Мінпромполітики, організацій та підприємств галузі послужив стан забезпечення залізниць та міського господарства рухомим складом, виробництво якого в часи СРСР було розміщено в Росії, Латвії та державах Західної Європи.

З різким зниженням за останнє десятиріччя обсягів постачань рухомого складу склалася напружена ситуація із забезпеченням технічними засобами залізниць та міського господарства. В останні роки закупівля нового рухомого складу майже не проводилась, а потреби в ньому значні. Наявний рухомий склад за ці роки застарів як з точки зору експлуатаційного стану, так і з точки зору технічного рівня, споживчих якостей, комфорту та послуг, що надаються. Значна частина транспортних засобів експлуатується за межами нормативного терміну служби. Утримання рухомого складу в кількості, необхідній для забезпечення попиту населення в перевезеннях, у технічному стані, достатньому для забезпечення безпеки перевезень, потребує більш високих експлуатаційних витрат. Тому проведення робіт з розробки, освоєння виробництва нового рухомого складу є одним з невідкладних питань забезпечення рухомим складом транспортного комплексу України. Не менш важливим є також створення національної бази нормативних документів, які б містили технічні вимоги до рухомого складу відповідно

до сучасного світового рівня з точки зору безпеки експлуатації, охорони здоров'я громадян та навколишнього природного середовища.

Зазначена програма була єдиною в галузі, спрямованою на вирішення питань забезпечення залізниць та міського господарства пасажирським рухомим складом.

Поряд з іншими питаннями програма розвивала, поглиблювала та конкретизувала основні завдання, викладені в Постанові Кабінету Міністрів № 703 від 11 жовтня 1994 р. «Про організацію виробництва пасажирських вагонів». Зважаючи на те що не всі пункти програми були виконані, прийнято рішення щодо продовження робіт по програмі, яка перероблена у 2004 році. Вона узгоджена з Мінекономіки та з питань європейської інтеграції і затверджена міністром промислової політики. Роботи по програмі планується відновити у 2005 р.

При формуванні програми були враховані аспекти стратегії державної політики в розвитку пасажирського рухомого складу, основні принципи якої, зокрема, полягають:

- у забезпеченні потреб населення України у перевезеннях на далекі відстані та в приміському і міському сполученні. Рухомий склад повинен забезпечувати високий рівень комфорту та безпеки;

- залученні до виготовлення рухомого складу вітчизняних виробників, що дозволить використати потужний науково-технічний та виробничий потенціал нашої держави, створити сотні тисяч робочих місць і таким чином пом'якшити стан соціальної напруги в суспільстві;

- створенні конкурентоспроможного рухомого складу, а також реконструкції та технічному переоснащенні потужностей для його виготовлення вітчизняними виробниками і таким чином різкому зменшенні імпортової залежності держави у постачанні рухомого складу з держав СНД та Європи.

Програма за змістом та важливістю поставлених в ній завдань входить у число найбільш пріоритетних, передбачає створення складних у технічному відношенні наукоємних виробів.

До виконання програми залучено провідні підприємства та наукові установи машинобудівної та транспортної галузей.

У соціально-економічному аспекті виконання програми в повному обсязі вирішує питання забезпечення українськими виробниками потреб залізниць і міського господарства рухомим складом для пасажирських перевезень та ліквідацію імпортової залежності в закупівлі даного виду продукції.

Наявність програми забезпечує цільову спрямованість, комплексність та керованість процесом створення нових технічних засобів для залізниць та міського господарства, що підтверджено напрацьованим досвідом.

На даний час продовжуються роботи зі створення пасажирського вагона за підтримки Укрзалізниці на ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Проводяться інтенсивні роботи з розробки конструкції, виготовлення та випробування дослідного зразка пасажирського вагона для швидкостей 200 км/год і більше.

ВАТ «КВБЗ» було виготовлено та разом з УкрНДІВом і ДПТом проведено випробування дослідних зразків пасажирського вагона з комплектуючим обладнанням українських виробників. У результаті створено базову модель пасажирського вагона локомотивної тяги, який за технічним рівнем і рівнем комфорту відповідає сучасним вимогам та вигідно вирізняється на фоні пасажирських вагонів, що виготовляються в Росії. Виготовлені пасажирські вагони різних модифікацій, насамперед для формування потягів «Столичний експрес» за напрямком Київ–Харків, Київ–Дніпропетровськ та для поповнення парку пасажирських вагонів Південно-Західної залізниці. Зокрема, потяг «Столичний експрес» включає 4 вагони купейного типу 1-го класу з кріслами для сидіння (45 і 42 місця) та 4 вагони відкритого типу 2-го класу з кріслами для сидіння, з яких 3 вагони мають 68 місць, а один вагон виконаний з баром і має 38 місць.

Основна частина комплектуючих вітчизняного виробництва: металоконструкція кузова та побудова вагона (ВАТ «КВБЗ», м. Кременчук), кондиціонер (ВАТ «Завод Екватор», м. Миколаїв), генератор (ВАТ «Електроважмаш», м. Харків), статичний перетворювач (ДНВП «Електронмаш», м. Київ), система автоматизованого керування, контролю і діагностування (НВП «Хартрон-Експрес», м. Харків), автозчпний пристрій (ВАТ «Кременчуцький сталеварний завод») та ін.

Вагони швидкісного потяга мають у порівнянні з пасажирськими вагонами експлуатаційного парку такі основні переваги:

- наявність вагонів різного класу та планувальних рішень, у тому числі з купе для багажу, радіокупе, баром, що дозволяє оптимально задовольнити різноманітні потреби пасажирів;
- збільшену довжину кузова, що дозволяє підвищити пасажиромісткість на 10 %;
- моноблочний кондиціонер з живленням від статичного перетворювача трифазним змінним струмом 380 В, що дозволяє зменшити габарити та підвищити надійність системи;
- сучасну систему автоматизованого керування, контролю і діагностування систем життєзабезпечення пасажирів;

– сучасні планувальні рішення внутрішнього інтер'єру, підвищений рівень комфорту;

– наявність інформаційної системи для пасажирів та системи контролю обслуговуючим персоналом;

– наявність телемоніторів в купе і салонах для перегляду відеофільмів;

– «екологічно чистий» туалет «Санівак» вакуумного типу;

– автоматичне блокування зовнішніх дверей під час руху вагона зі швидкістю більше 5 км/год, що підвищує безпеку його експлуатації;

Вагони швидкісного потяга пройшли необхідний комплекс випробувань, основні з яких такі: міцнісні, ходові динамічні, гальмівні, теплотехнічні, електротехнічні, електромагнітної сумісності, на шум і вібрацію, ергономічні, на освітленість, на пожежобезпеку, вписування в габарит, вплив на довкілля.

Зважаючи на відсутність виробництва в Україні візків для пасажирських вагонів, Мінпромполітики у 2001 році передбачило виконання НДДКР «Проведення НДР та розробка КД на імпортозамінюючі запасні частини в рамках виконання Державної програми «Розвиток рейкового рухомого складу соціального призначення для залізничного транспорту та міського господарства» зі створення такого візка».

У 2004 році УкрНДІВ проведені випробування вітчизняного візка, які показали високі його ходові якості. Візок у 2004 році був прийнятий МВК для виготовлення промислово дослідної партії. У цей час на основі результатів випробувань проводиться допрацювання окремих елементів візка з тим, щоб він надійно працював під вітчизняними вагонами зі швидкістю 200 км/год і більше.

Нормативне забезпечення – одна із важливих складових комплексу робіт зі створення зразків рухомого складу, які відповідали б сучасним вимогам.

За часів колишнього СРСР в галузі вагонобудування була створена нормативна база, що складалась з державних, галузевих стандартів, керівних нормативних документів, норм для розрахунку і проектування вагонів та ін., розробниками яких переважно були організації і підприємства Росії. В основному нормативна база стосувалась вантажних вагонів та їх складових. Державних стандартів на пасажирські вагони майже не було.

Відсутність стандартів, особливо в галузі безпеки та охорони навколишнього природного середовища, стримує виконання НДР зі створення дослідних зразків рухомого складу та комплектуючих на рівні сучасних вимог.

УкрНДІВом розроблені державні стандарти, які встановлюють вимоги безпеки, охорони навколишнього середовища до пасажирських вагонів локомотивної тяги та визначають методи їх випробувань. Розроблений стандарт на пасажирський візок «Загальні технічні вимоги до візків пасажирських вагонів» та ін. Чотири з них введени в дію відповідними наказами.

Необхідно зазначити, що з початком серійного виробництва пасажирського рухомого складу складаються реальні можливості для забезпечення потреб вітчизняних замовників та ліквідується імпортна залежність у закупівлі даного виду продукції за кордоном.

Проте не всі завдання, вкрай важливі для забезпечення транспорту рухомим складом, вдалось виконати у заплановані терміни через відсутність у достатніх обсягах коштів.

Призупинено через відсутність фінансування розробку п'яти нормативних документів.

Недостатнє бюджетне фінансування на виконання завдань програми та складний фінансовий стан підприємств-розробників і виготовлювачів не дозволили залучити кошти в обсягах, передбачених програмою. Науководослідні роботи виконувались в основному за кошти замовника та власні кошти підприємств.

Державна програма відіграє об'єднуючу роль підприємств та наукових організацій в освоєнні виробництва технічних засобів для забезпечення транспортного комплексу держави. Наявність Державної програми дозволяє залучити до вирішення проблем забезпечення рухомим складом науково-технічний і виробничий потенціал провідних підприємств машинобудування та створити умови для його подальшого ефективного використання.

Зважаючи на стратегічне для держави значення Державної програми, виконання невиконаних етапів обов'язково необхідно продовжити.

Але незважаючи на певні успіхи в останні роки, в цілому продукція, що випускається заводами транспортного машинобудування, не в повній мірі відповідає сучасним вимогам.

Стимулюючим фактором з підвищення рівня та якості виробів є їх сертифікація.

За останні роки значна частина рухомого складу сертифікована в системі сертифікації Міністерства шляхів сполучення Російської Федерації.

Однією з причин недостатності робіт з сертифікації є невіднесення рухомого складу до списку виробів, що підлягають обов'язковій сертифікації, це притому, що є наказ Мінтрансу про закупку для потреб залізниці тільки сертифікованої продукції.

На даний час ще не проведені роботи щодо сертифікації пасажирських транспортних засобів у цілому в системі УкрСЕПРО.

Інститут згоден проводити ряд робіт частково за рахунок власних коштів, але виділяти кошти на узгодження цих документів з іншими організаціями інститут не має можливості, так як це законодавчо заборонено.

Політика у сфері управління якістю на підприємствах галузі знаходиться на етапі становлення.

Необхідно опрацювати питання щодо системи державного стимулювання виробників до поліпшення якості продукції, що виробляється, до виготовлення конкурентоспроможної продукції.

Підприємства, які зіткнулись з необхідністю розробки і сертифікації систем управління якістю, що було обумовлено розширенням ринку збуту своєї продукції, наприклад ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод», ВАТ «Кременчуцький сталеливарний завод» та ін. вже зовсім по іншому підходять до процесу створення продукції.

Необхідність реального та ефективного виходу на зовнішній ринок ставить перед вітчизняними підприємствами завдання розвитку сучасних методів керування якістю продукції на основі впровадження МС ISO серії 9000, які широко використовуються при встановленні торгових зв'язків і служать важливим критерієм для оцінки системи забезпечення постачальником якості продукції, що випускається. А відповідність системи якості підприємства вимогам ДСТУ ISO 9001-2001 розглядається споживачем як визначена гарантія того, що постачальник може виконувати вимоги контракту і виготовляти продукцію стабільної якості.

За період з 1992 року профільний технічний комітет зі стандартизації ТК-83 надав Держспоживстандарту 45 пропозицій до плану державної стандартизації. З них внесено до плану державної стандартизації 26 тем.

П'ять державних стандартів частково узгоджені зі стандартами МЕК, пам'ятками Міжнародної Спілки Залізниць, міжнародними правилами ЄЕК ООН № 36.

У сфері галузевої стандартизації на виконання наказу Мінпромполітики від 31.12.1999 р. № 454 «Щодо чинності галузевих стандартів колишнього СРСР» було розроблено, відкориговано й узгоджено із заінтересованими підприємствами і організаціями та затверджено Мінпромполітики Графік перегляду і переробки ОСТів колишнього СРСР в нормативні документи України.

Згідно з Постановою Кабміну № 2 від 03.01.2002 р. «Про порядок та терміни дії галузевих стандартів і прирівняних до них інших нормативних документів колишнього СРСР» за головним інститутом закріплено 165 документів, які необхідно переглянути.

Виконання робіт з перегляду та переробки такої кількості галузевих нормативних документів можливе за умови забезпечення їх фінансування за рахунок часткової участі підприємств та бюджетних коштів.

1. З метою збільшення залучення власних коштів підприємств-виробників на створення нових видів рейкового рухомого складу необхідно вирішити питання щодо збільшення обсягів закупівлі транспортних засобів, виробництво яких вже освоєно. Термін – 2005 рік.

2. Створити національну базу нормативних документів з метою забезпечення належного технічного рівня рухомого складу, що створюється. Термін – 2005–2007 р. р.

3. З метою збільшення номенклатури виробництва імпортозамінюючих запасних частин опрацювати питання розробки або придбання відповідної технічної документації. Термін – 2005 р.

4. Виділити державні кошти на дослідження зі створення перспективних гальмівних систем для пасажирського рухомого складу починаючи з 2005 року.

5. Департаменту металургійної промисловості забезпечити виконання НДКР зі створення нових марок сталей, що забезпечують підвищений клас міцності до 450 Н/мм². Термін 2005–2006 р. р.

6. Департаменту транспортного машинобудування забезпечити розробку нових видів імпортозамінної продукції на рівні, не нижчому європейського. Термін 2005–2007 р. р.

Надійшла до редколегії 22.02.2005.

А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН, П. А. ЯГОДА (ДИИТ),
 А. В. ДОНЧЕНКО (Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения),
 Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця),
 В. И. ПРИХОДЬКО, Г. С. ИГНАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ПАССАЖИРСКОГО КУПЕЙНОГО ВАГОНА МОДЕЛИ 61-779

У статті наведено розрахунок основних нормуємих динамічних показників нового пасажирського вагона для швидкості 160 км/год.

В статье представлен расчет основных нормируемых динамических показателей нового пассажирского вагона для скорости 160 км/ч.

In article accounting of main standard dynamic characteristics of new passenger car for velocity of 160 km/h described.

Для оценки динамических качеств новых рельсовых экипажей на стадии проектирования, как правило, выполняют расчеты по определению основных динамических показателей в сравнении с нормируемыми величинами из нормативной литературы [1]. К нормируемым величинам относятся: коэффициент вертикальной динамики, коэффициент горизонтальной динамики, коэффициент запаса устойчивости вагона от опрокидывания, коэффициент запаса устойчивости колеса против схода с рельсов. Эти показатели оцениваются для различных вариантов загрузки. В данном случае, для пассажирского вагона – это вариант порожнего вагона и вагона с пассажирами.

Исходные данные для расчета:

- вес вагона порожнего (расчетный) $Q_B = 618$ кН;
- вес вагона с пассажирами $Q_{B,П} = 660$ кН;
- вес кузова порожнего $Q_K = 476$ кН;
- высота центра тяжести кузова порожнего от УГР $h_K = 2,163$ м;
- вес кузова с пассажирами $Q_{K,П} = 518$ кН;
- высота центра тяжести кузова с пассажирами от УГР $h_{K,П}^* = 2,119$ м;
- длина вагона по осям сцепления автосцепок $2L_C = 26,696$ м;
- высота автосцепки над УГР $h_a = 1,06$ м;
- расстояние между кругами катания колес $2S = 1,58$ м;
- скорость движения вагона $V = 160$ км/ч (44,44 м/с);
- вес надрессорной балки $Q_6 = 6$ кН;

- вес пружин центрального рессорного подвешивания одной тележки $Q_1 = 0,307$ кН;
- вертикальная жесткость центрального рессорного подвешивания одной тележки $C_{B1} = 2659,22$ кН/м;
- вес рамы тележки $Q_{p,т} = 14,68$ кН;
- вес пружин центрального рессорного подвешивания одной тележки $Q_1 = 0,307$ кН;
- вертикальная жесткость центрального рессорного подвешивания одной тележки $C_{B1} = 2659,22$ кН/м;
- вес пружин буксового рессорного подвешивания одной тележки $Q_2 = 0,312$ кН;
- вертикальная жесткость буксового рессорного подвешивания одной тележки $C_{B2} = 6567,064$ кН/м;
- вес котловой тележки $Q_{T1} = 74,0$ кН;
- вес котловой тележки $Q_{T2} = 68,0$ кН;
- высота центра тяжести тележки от УГР $h_{ц,т} = 0,6$ м;
- боковая проекция кузова $S_K = 98$ м²;
- высота центра тяжести боковой проекции кузова от УГР $h_{B,к}^* = 2,7$ м;
- боковая проекция тележки $S_T = 6,8$ м²;
- высота центра тяжести боковой проекции тележки от УГР $h_{B,т} = 0,6$ м;
- число осей вагона $n = 4$;
- расстояние между центрами рессорных комплектов $2b = 2,036$ м;

– высота от УГР до верхней плоскости центрального рессорного комплекта в свободном состоянии $h_p = 0,609$ м.

Коэффициент вертикальной динамики

Коэффициент вертикальной динамики $K_{д.в}$ рассматривается в [1, п. 2.2.2] как случайная функция с вероятностным распределением вида:

$$P(k_{д.в}) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{k_{д.в}^2}{k_{д.в}^2} \cdot \beta^2\right).$$

Коэффициент $k_{д.в}$ определяется как квантиль этой функции при расчетной односторонней вероятности $P(k_{д.в})$ по формуле:

$$k_{д.в} = \frac{\overline{k_{д.в}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(k_{д.в})}},$$

где $\overline{k_{д.в}}$ – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики

$$\overline{k_{д.в}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V - 15}{f_{ст}^i},$$

где a – коэффициент, равный для элементов кузова 0,05; b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей $n = 2$ в тележке или группе тележек под одним концом экипажа

$$b = \frac{n + 2}{2n} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1,$$

V – расчетная скорость движения; $f_{ст}^{(1)}$ – статический прогиб рессорного подвешивания вагона с пассажирами

$$\begin{aligned} f_{ст}^{(1)} &= \frac{Q_{к.п} + 2(Q_6 + 1/3Q_1)}{2C_{в1}} + \\ &+ \frac{Q_{к.п} + 2(Q_6 + Q_1 + Q_{р.т} + 1/3Q_2)}{2C_{в2}} = \\ &= \frac{518 + 2(6 + 1/30,307)}{2 \cdot 2659,22} + \\ &+ \frac{518 + 2(6 + 0,307 + 14,68 + 1/3 \cdot 0,312)}{2 \cdot 6567,064} = \\ &= 0,142 \text{ м,} \end{aligned}$$

где $f_{ст}^{(2)}$ – статический прогиб рессорного подвешивания порожнего вагона

$$\begin{aligned} f_{ст}^{(2)} &= \frac{Q_k + 2(Q_6 + 1/3Q_1)}{2C_{в1}} + \\ &+ \frac{Q_k + 2(Q_6 + Q_1 + Q_{р.т} + 1/3Q_2)}{2C_{в2}} = \\ &= \frac{476 + 2(6 + 1/30,307)}{2 \cdot 2659,22} + \\ &+ \frac{476 + 2(6 + 0,307 + 14,68 + 1/3 \cdot 0,312)}{2 \cdot 6567,064} = \\ &= 0,131 \text{ м.} \end{aligned}$$

- для вагона с пассажирами

$$\overline{k_{д.в}} = 0,05 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{44,44 - 15}{0,142} = 0,125;$$

- для порожнего вагона

$$\overline{k_{д.в}} = 0,05 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{44,44 - 15}{0,131} = 0,131.$$

β – параметр распределения, уточняется по экспериментальным данным, для деталей пассажирских вагонов при существующих условиях эксплуатации $\beta = 1$; $P(k_{д.в})$ – при расчетах на прочность по допускаемым напряжениям принимается 0,97;

- для вагона с пассажирами

$$k_{д.в} = \frac{0,125}{1} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,264;$$

- для порожнего вагона

$$k_{д.в} = \frac{0,131}{1} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,277.$$

Для шкворневых узлов рамы значение расчетного коэффициента вертикальной динамики определяется с учетом влияния перевалки кузова вагона по формуле:

$$k_{дв1}^{шк.в} = k_{дв} (1 + \gamma),$$

где γ – коэффициент, который рекомендуется принимать $\gamma = 0,2$.

Для груженого вагона

$$k_{дв1}^{шк.в} = 0,264(1 + 0,2) = 0,316.$$

Для порожнего вагона

$$k_{дв1}^{шк.в} = 0,277(1 + 0,2) = 0,332.$$

Таблица 1

Нормативные значения $k_{д.в}$	
Оценка хода вагона	Коэффициент вертикальной динамики кузова
Отличный	0,1
Хороший	0,15
Удовлетворительный	0,20
Допустимый	0,35
Непригодный	0,70

В соответствии с [1, п. 3.4.1]:

- для вагона с пассажирами $k_{д.в} = 0,264$, ход вагона допустимый;
- для порожнего вагона $k_{д.в} = 0,277$, ход вагона допустимый.

Коэффициент горизонтальной динамики

Коэффициент горизонтальной динамики $K_{д.г}$ рассматривается в [1, п. 2.3.1] как случайная функция с вероятностным распределением вида:

$$P(k_{д.г}) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{k_{д.г}^2}{k_{д.г}^2}\right),$$

Коэффициент $k_{д.г}$ определяется как квантиль этой функции при расчетной односторонней вероятности $P(k_{д.г}) = 0,97$ по формуле:

$$k_{д.г} = \overline{k_{д.г}} \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(k_{д.г})}} = 0,099 \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,21,$$

где $\overline{k_{д.г}}$ – среднее вероятное значение коэффициента горизонтальной динамики

$$\overline{k_{д.г}} = b\delta(5 + V) = 1 \cdot 0,002(5 + 44,44) = 0,099,$$

где b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей n в тележке или группе тележек под одним концом экипажа, δ – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона, для пассажирских вагонов – $\delta = 0,002$; V – расчетная скорость движения.

Таблица 2

Нормативные значения $k_{д.г}$

Оценка хода вагона	Коэффициент вертикальной динамики кузова
Отличный	0,05
Хороший	0,10
Удовлетворительный	0,15
Допустимый	0,25
Непригодный	0,40

В соответствии с [1, п. 3.4.1]:

- для пассажирского вагона $k_{д.г} = 0,21$, ход вагона допустимый.

Коэффициент запаса поперечной устойчивости вагона от опрокидывания под действием боковых сил $k_{y.o}$

При оценке устойчивости вагона от опрокидывания рассматривается его движение с максимальной скоростью. При этом учитываются центробежные и ветровые нагрузки, поперечные смещения от центрального положения оси вагона центров тяжести кузова и тележки в результате относительных поперечных зазоров между ними и боковых наклонов кузова за счет односторонних просадок рессорных комплектов при действии боковых опрокидывающих моментов.

Коэффициент запаса устойчивости вагона от опрокидывания определяется по формуле

$$k_{y.o} = \frac{P_{ст}}{P_{дин}} \geq [k_{y.o}],$$

где $P_{ст}$ – статическая вертикальная сила давления колеса на рельс; $P_{дин}$ – динамическая вертикальная сила давления колеса на рельс, вызванная действием поперечных сил с учетом перемещений центров тяжести кузова и тележки; $[k_{y.o}]$ – допускаемый коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания.

Силы $P_{ст}$ и $P_{дин}$ определяются по формулам:

- вагон порожний

$$P_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{в}}}{2n},$$

$$P_{\text{дин}} = \frac{F_{\text{к}} h_{\text{к}} + F_{\text{т}} h_{\text{ц,т}} + F_{\text{в,к}} h_{\text{в,к}}^* + F_{\text{в,т}} h_{\text{в,т}}}{n2S} + \frac{Q_{\text{к}} \Delta_{\text{к}} + (Q_{\text{т1}} + Q_{\text{т2}}) \Delta_{\text{т}}}{n2S}; \quad (*)$$

- вагон с пассажирами

$$P_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{в,п}}}{2n},$$

$$P_{\text{дин}} = \frac{F_{\text{к}} h_{\text{к,п}} + F_{\text{т}} h_{\text{ц,т}} + F_{\text{в,к}} h_{\text{в,к}}^* + F_{\text{в,т}} h_{\text{в,т}}}{n2S} + \frac{Q_{\text{к,п}} \Delta_{\text{к}} + (Q_{\text{т1}} + Q_{\text{т2}}) \Delta_{\text{т}}}{n2S}; \quad (*)$$

где $F_{\text{к}}$, $F_{\text{т}}$ – боковые силы, действующие на кузов и тележку, равные разности центробежных сил и поперечных составляющих сил тяжести, возникающих вследствие возвышения наружного рельса, для пассажирских вагонов принимается 10 % от силы тяжести;

- для груженого кузова

$$F_{\text{к}} = Q_{\text{кп}} \cdot 0,1 = 518 \cdot 0,1 = 51,8 \text{ кН};$$

- для порожнего кузова

$$F_{\text{к}} = Q_{\text{к}} \cdot 0,1 = 476 \cdot 0,1 = 47,6 \text{ кН};$$

- для груженого и порожнего вагона

$$F_{\text{т}} = (Q_{\text{т1}} + Q_{\text{т2}}) 0,1 = (68 + 74) \cdot 0,1 = 14,2 \text{ кН}.$$

$F_{\text{в,к}}$, $F_{\text{в,т}}$ – силы давления ветра на кузов и тележку:

- для кузова

$$F_{\text{в,к}} = S \cdot p_{\text{в}} = 98 \cdot 0,500 = 49 \text{ кН};$$

- для тележки

$$F_{\text{в,т}} = S_{\text{т}} \cdot p_{\text{в}} = 6,8 \cdot 0,500 = 3,4 \text{ кН};$$

$S_{\text{к}}$, $S_{\text{т}}$ – площадь боковой проекции кузова вагона и боковой проекции тележки соответственно; $p_{\text{в}} = 0,500$ кПа – удельное давление ветра; $h_{\text{к,п}}$, $h_{\text{к}}$, $h_{\text{ц,т}}$ – высота от уровня головок рельсов до центров тяжести кузова с пассажирами, порожнего и тележки соответственно, при прогибе рессорного комплекта от статической нагрузки:

- для груженого вагона

$$h_{\text{к,п}} = h_{\text{к,п}}^* - (f_{\text{ст}}^{(1)} - f_{\text{ст}}^{(2)}) = 2,119 - (0,142 - 0,131) = 2,188 \text{ м},$$

$h_{\text{в,к}}$, $h_{\text{в,т}}$ до геометрических центров боковых проекций кузова и тележки соответственно при прогибе рессорного комплекта от статической нагрузки:

- для груженого вагона

$$h_{\text{в,к}} = h_{\text{в,к}}^* - (f_{\text{ст}}^{(1)} - f_{\text{ст}}^{(2)}) = 2,7 - (0,142 - 0,131) = 2,689 \text{ м},$$

$h_{\text{а}}$ – высота от уровня головок рельсов до продольной оси автосцепок; $\Delta_{\text{к}}$, $\Delta_{\text{т}}$ – суммарные, параллельные плоскости головок рельсов перемещения центров тяжести кузова и тележки относительно центрального положения продольной оси вагона.

Суммарное смещение центра тяжести кузова $\Delta_{\text{к}}$ в общем случае образуется за счет: $\Delta_1 = 7$ мм – поперечного одностороннего перемещения из центрального положения рам тележек относительно букс колесных пар; $\Delta_2 = 43$ мм – то же для наддресорных балок относительно рам тележек; $\Delta_3 = 3$ мм – то же для пятников (шкворневых устройств) рамы кузова относительно наддресорных балок; Δ_4 – установочного (технологического) поперечного смещения (отклонения) продольной оси кузова относительно продольной оси, проходящей через центры пятников (шкворневых устройств). Для вагонов длиной до 16 м допускается принимать равной 10 мм, для более длинных вагонов – с увеличением пропорционально длине $\Delta_4 = 26,1(10/16) = 16$ мм; Δ_5 – смещения центра тяжести кузова при боковом наклоне кузова за счет зазоров между скользянами кузова и тележек, при жесткой опоре на скользуны $\Delta_5 = 0 = 0$ мм; Δ_6 – смещение центра тяжести кузова при боковом наклоне кузова за счет одностороннего прогиба рессор при действии боковых сил

$$\Delta_6 = \frac{\Delta f}{b} (h_{\text{к}} - h_{\text{ресс}}),$$

где Δf – дополнительный прогиб рессор с догружаемой стороны вагона и такой же подъем рессор с разгружаемой стороны при

действии боковых сил; $2b$ – поперечное расстояние между центрами рессорных комплектов; $h_{\text{ресс}}$ – высота от уровня головок рельсов до верхней плоскости центров рессорных комплектов:

- для груженого вагона

$$h_{\text{ресс}} = h_p - f_{\text{ст}}^{(1)} = 0,609 - 0,142 = 0,467 \text{ м};$$

$$\Delta f = 0,0955 \text{ м},$$

$$\begin{aligned} \Delta_6 &= \frac{\Delta f}{b} (h_k - h_{\text{ресс}}) = \\ &= \frac{0,0955}{2,036/2} (2,188 - 0,467) = 0,161 \text{ м}; \end{aligned}$$

- для порожнего вагона

$$h_{\text{ресс}} = h_p - f_{\text{ст}}^{(2)} = 0,609 - 0,131 = 0,478 \text{ м}.$$

$$\Delta f = 0,0888 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \Delta_6 &= \frac{\Delta f}{b} (h_k - h_{\text{ресс}}) = \\ &= \frac{0,0888}{2,036/2} (2,163 - 0,478) = 0,147 \text{ м}; \end{aligned}$$

- для груженого вагона

$$\begin{aligned} \Delta_k &= \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6 = \\ &= 7 + 43 + 3 + 0 + 161 = 214 \text{ мм}; \end{aligned}$$

- для порожнего вагона

$$\begin{aligned} \Delta_k &= \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5 + \Delta_6 = \\ &= 7 + 43 + 3 + 0 + 147 = 200 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Значение Δ_T для всех типовых вагонов рекомендуется принимать равным 8 мм.

При расчете необходимо проверить соответствие опрокидывающего момента, создаваемого действующими на кузов силами (числитель формулы (*)), реактивному моменту рессорного подвешивания определенному по формуле:

$$M_{\text{реакт}} = \frac{\Delta f}{b} \mathcal{J}_{\text{угл}} = \Delta f \cdot 2b \cdot C_B,$$

где $\mathcal{J}_{\text{угл}} = 2b^2 C_B$ – угловая жесткость рессорных комплектов вагона; C_B – вертикальная жесткость рессорных комплектов одной стороны вагона

$$\begin{aligned} C_B &= \frac{C_{B1} \times C_{B2}}{(C_{B1} + C_{B2})} = \\ &= \frac{2659,22 \cdot 6567,064}{(2659,22 + 6567,064)} = 1892,774 \text{ кН/м}; \end{aligned}$$

Проверяем соответствие опрокидывающего момента, создаваемого действующими на кузов силами (числитель формулы (*)), реактивному моменту рессорного подвешивания:

- для груженого вагона

$$\begin{aligned} M_{\text{опр}} &= F_K h_{K.П} + F_T h_{\text{ЦТ}} + F_{B.K} h_{B.K} + F_{B.T} h_{B.T} + \\ &+ Q_{K.П} \Delta_K + (Q_{T1} + Q_{T2}) \Delta_T = \\ &= 51,8 \cdot 2,188 + 14,2 \cdot 0,6 + 49 \cdot 2,689 + 3,4 \cdot 0,6 + \\ &+ 518 \cdot 0,214 + (74 + 68) 0,008 = 368 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{реакт}} &= \Delta f \cdot 2b \cdot C_B = \\ &= 0,0955 \cdot 2,036 \cdot 1892,774 = 368 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Данное условие выполняется:

- для порожнего вагона

$$\begin{aligned} M_{\text{опр}} &= F_K h_K + F_T h_{\text{ЦТ}} + F_{B.K} h_{B.K}^* + F_{B.T} h_{B.T} + \\ &+ Q_{K.П} \Delta_K + (Q_{T1} + Q_{T2}) \Delta_T = \\ &= 47,6 \cdot 2,163 + 14,2 \cdot 0,6 + 49 \cdot 2,7 + \\ &+ 3,4 \cdot 0,6 + 476 \cdot 0,200 + (74 + 68) 0,008 = \\ &= 342,2 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{реакт}} &= \Delta f \cdot 2b \cdot C_B = \\ &= 0,0888 \cdot 2,036 \cdot 1892,774 = 342,2 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Данное условие выполняется.

Формула для определения Δ_6 действительна при соблюдении условия

$$\Delta f \leq K \cdot f_{\text{ст}}$$

(значение K и $f_{\text{ст}}$ принимается согласно [1, п. 7.3.3.]), где K – коэффициент конструктивного запаса для пассажирских вагонов равен 1,5;

$$\Delta f = 0,0955 \leq 1,5 \cdot 0,142 = 0,213 \text{ мм}$$

(условие выполняется);

$$\Delta f = 0,0888 \leq 1,5 \cdot 0,131 = 0,196 \text{ мм}$$

(условие выполняется).

Данное условие выполняется во всех случаях при определении Δ_6 .

Определение коэффициента устойчивости груженого вагона от опрокидывания:

$$P_{ст} = \frac{660}{2 \cdot 4} = 82,5 \text{ кН};$$

$$P_{дин} = \frac{51,8 \cdot 2,188 + 14,2 \cdot 0,6 + 49 \cdot 2,689}{4 \cdot 1,58} +$$

$$+ \frac{3,4 \cdot 0,6 + 518 \cdot 0,214 + (74 + 68) \cdot 0,008}{4 \cdot 1,58} = 58,17 \text{ кН},$$

$$k_{y.o} = \frac{P_{ст}}{P_{дин}} = \frac{82,5}{58,17} = 1,42 \geq [k_{y.o}] = 1,4$$

(выполняется).

Определение коэффициента устойчивости порожнего вагона от опрокидывания:

$$P_{ст} = \frac{618}{2 \cdot 4} = 77,25 \text{ кН}$$

$$P_{дин} = \frac{47,6 \cdot 2,163 + 14,2 \cdot 0,6 + 49 \cdot 2,7}{4 \cdot 1,58} +$$

$$+ \frac{3,4 \cdot 0,6 + 476 \cdot 0,200 + (74 + 68) \cdot 0,008}{4 \cdot 1,58} = 54,04 \text{ кН},$$

$$k_{y.o} = \frac{P_{ст}}{P_{дин}} = \frac{77,25}{54,04} = 1,43 \geq [k_{y.o}] = 1,4.$$

Оценка устойчивости колеса против схода с рельсов

Оценка устойчивости колеса против схода с рельсов проводится в соответствии с [1, п. 3.4.3], исходя из независимости процессов вертикальных и горизонтальных колебаний и колебаний боковой качки вагона

Коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса (по условию вкатывания) определяется по формуле:

$$K_{y.c} = \varepsilon \cdot \frac{P_{в1}}{P_6},$$

где

$$\varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} = \frac{\operatorname{tg} 60^\circ - 0,25}{1 + 0,25 \cdot \operatorname{tg} 60^\circ} = 1,034,$$

где β – угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса к горизонтальной оси ($\beta = 60^\circ$); μ – коэффициент трения ($\mu = 0,25$); $P_{в1}$ – вертикальная составляющая силы реакции набегающего колеса на головку рельса

$$P_{в1} = 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b - a_2}{l} (1 - \bar{k}_{дв1}) - \frac{b}{l} k_{дбк} \right] +$$

$$+ H_p \frac{r}{l} + q_{кп} \frac{b - a_2}{l};$$

$P_{в2}$ – вертикальная составляющая силы реакции ненабегающего колеса на головку рельса;

$$P_{в2} = 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b - a_1}{l} (1 - \bar{k}_{дв1}) + \frac{b}{l} k_{дбк} \right] -$$

$$- H_p \frac{r}{l} + q_{кп} \frac{b - a_1}{l};$$

P_6 – горизонтальная составляющая силы реакции набегающего колеса на головку рельса, действующая одновременно с $P_{в1}$ и $P_{в2}$

$$P_6 = H_p + \mu P_{в2},$$

$q_{кп}$ – сила тяжести необрессоренных частей, входящих на колесную пару $q_{кп} = 13,768$ кН (колесная пара с буксами); $Q_{ш}^{ст}$ – сила тяжести обрессоренных частей вагона, действующая на шейку оси колесной пары:

- порожний вагон

$$Q_{ш}^{ст} = \frac{Q_v - nq_{кп}}{2n} = \frac{618 - 4 \cdot 13,768}{2 \cdot 4} = 70,356 \text{ кН},$$

- вагон с пассажирами

$$Q_{ш}^{ст} = \frac{Q_v - nq_{кп}}{2n} = \frac{660 - 4 \cdot 13,768}{8} = 75,606 \text{ кН};$$

$\bar{k}_{дв1}$ – среднее значение коэффициента вертикальной динамики, приближенно принимается $\bar{k}_{дв1} = 0,75 \bar{k}_{дв}$ для обрессоренных частей:

- порожний вагон

$$\bar{k}_{дв1} = 0,75 \bar{k}_{дв} = 0,75 \cdot 0,131 = 0,098,$$

- вагон с пассажирами

$$\bar{k}_{дв1} = 0,75 \bar{k}_{дв} = 0,75 \cdot 0,125 = 0,094;$$

$\bar{k}_{дбк}$ – среднее значение коэффициента вертикальной динамики, приближенно принимается $\bar{k}_{дбк} = 0,25 \bar{k}_{дв}$:

- порожний вагон

$$\overline{k_{д.бк}} = 0,25\overline{k_{д.в}} = 0,25 \cdot 0,131 = 0,033,$$

- вагон с пассажирами

$$\overline{k_{д.бк}} = 0,25\overline{k_{д.в}} = 0,25 \cdot 0,125 = 0,031;$$

H_p – среднее значение рамной силы, вычисляется при среднем значении $\overline{k_{д.г}}$,

$$H_p = P_0 \cdot \overline{k_{д.г}},$$

P_0 – осевая нагрузка

- порожний вагон

$$P_0 = \frac{Q_{в}}{n} = \frac{618}{4} = 154,5 \text{ кН}$$

$$H_p = P_0 \cdot \overline{k_{д.г}} = 154,5 \cdot 0,099 = 15,295 \text{ кН},$$

- вагон с пассажирами

$$P_0 = \frac{Q_{вп}}{n} = \frac{660}{4} = 165 \text{ кН}$$

$$H_p = P_0 \cdot \overline{k_{д.г}} = 165 \cdot 0,099 = 16,335 \text{ кН};$$

$2b$ – расстояние между серединами шеек оси ($2b = 2,036$ м); l – расстояние между точками контакта колес с рельсами ($l = 1,555$ м); a_1 – расстояние от точки контакта колеса с рельсом до середины шейки со стороны набегающего колеса ($a_1 = 0,264$ м); a_2 – расстояние от точки контакта колеса с рельсом до середины шейки со стороны сбегавшего колеса ($a_2 = 0,217$ м); r – радиус колеса ($r = 0,45$ м);

- порожний вагон

$$P_{в1} = 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b-a_2}{l} (1-\overline{k_{д.в1}}) - \frac{b}{l} k_{д.бк} \right] +$$

$$+ H_p \frac{r}{l} + q_{к.п} \cdot \frac{b-a_2}{l} = 2 \cdot 70,356 \times$$

$$\times \left[\frac{1,018-0,217}{1,555} \cdot (1-0,098) - \frac{1,018}{1,555} \cdot 0,033 \right] +$$

$$+ 15,295 \cdot \frac{0,45}{1,555} + 13,768 \cdot \frac{1,018-0,217}{1,555} =$$

$$= 73,873 \text{ кН},$$

$$P_{в2} = 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b-a_1}{l} (1-\overline{k_{д.в1}}) + \frac{b}{l} k_{д.бк} \right] -$$

$$- H_p \frac{r}{l} + q_{к.п} \frac{b-a_1}{l} = 2 \cdot 70,35 \times$$

$$\times \left[\frac{1,018-0,264}{1,555} \cdot (1-0,098) + \frac{1,018}{1,555} \cdot 0,033 \right] -$$

$$- 15,295 \cdot \frac{0,45}{1,555} + 13,768 \cdot \frac{1,018-0,264}{1,555} =$$

$$= 66,802 \text{ кН},$$

$$P_0 = H_p + \mu P_{в2} =$$

$$= 15,295 + 0,25 \cdot 66,802 = 31,996 \text{ кН},$$

- вагон с пассажирами

$$P_{в1} = 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b-a_2}{l} (1-\overline{k_{д.в1}}) - \frac{b}{l} k_{д.бк} \right] +$$

$$+ H_p \frac{r}{l} + q_{к.п} \frac{b-a_2}{l} = 2 \cdot 75,606 \times$$

$$\times \left[\frac{1,018-0,217}{1,555} \cdot (1-0,094) - \frac{1,018}{1,555} \cdot 0,031 \right] +$$

$$+ 16,335 \cdot \frac{0,45}{1,555} + 13,768 \cdot \frac{1,018-0,217}{1,555} =$$

$$= 79,325 \text{ кН},$$

$$P_{в2} = 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b-a_1}{l} (1-\overline{k_{д.в1}}) + \frac{b}{l} k_{д.бк} \right] -$$

$$- H_p \frac{r}{l} + q_{к.п} \frac{b-a_1}{l} = 2 \cdot 75,606 \times$$

$$\times \left[\frac{1,018-0,264}{1,555} \cdot (1-0,094) + \frac{1,018}{1,555} \cdot 0,031 \right] -$$

$$- 16,335 \cdot \frac{0,45}{1,555} + 13,768 \cdot \frac{1,018-0,264}{1,555} =$$

$$= 71,499 \text{ кН},$$

$$P_0 = H_p + \mu P_{в2} =$$

$$= 16,335 + 0,25 \cdot 71,499 = 34,21 \text{ кН}.$$

Допустимый коэффициент устойчивости колеса против схода с рельсов для пассажирских вагонов $[K_{y.c}] = 2$.

Коэффициент устойчивости колеса против схода с рельсов:

- порожний вагон

$$K_{y,c} = \varepsilon \cdot \frac{P_{в1}}{P_6} = 1,034 \cdot \frac{73,873}{31,996} = 2,388 > [K_{y,c}] = 2,$$

условие выполняется;

- вагон с пассажирами

$$K_{y,c} = \varepsilon \cdot \frac{P_{в1}}{P_6} = 1,034 \cdot \frac{79,325}{34,210} = 2,398 > [K_{y,c}] = 2,$$

условие выполняется.

Выводы

Коэффициент вертикальной динамики:

- вагон с пассажирами

$$k_{д.в} = 0,264,$$

оценка хода вагона – допустимый [0,35];

- вагон порожний

$$k_{д.в} = 0,277,$$

оценка хода вагона – допустимый [0,35].

Коэффициент горизонтальной динамики:

$$k_{д.г} = 0,21,$$

оценка хода вагона – допустимый [0,25].

Условие по запасу устойчивости вагона выполнено.

Коэффициент запаса устойчивости вагона с пассажирами от опрокидывания

$$k_{y,o} = 1,42 > [k_{y,o}] = 1,4.$$

Коэффициент устойчивости порожнего вагона от опрокидывания

$$k_{y,o} = 1,43 > [k_{y,o}] = 1,4.$$

Условие по запасу устойчивости колеса против схода с рельсов выполнено.

Устойчивость колеса против схода с рельсов вагона с пассажирами

$$K_{y,o} = 2,398 > [K_{y,o}] = 2.$$

Устойчивость колеса против схода с рельсов порожнего вагона

$$K_{y,o} = 2,388 > [K_{y,o}] = 2.$$

Таким образом, все нормируемые динамические показатели пассажирского вагона модели 61-779 не превышают допускаемые величины, а показатели устойчивости имеют достаточный запас, что свидетельствует о хороших качествах хода вагона. Проведенные в дальнейшем динамические ходовые испытания полностью подтверждают выполненные расчеты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных): ВНИИВ-ВНИИЖТ. – 1983.

Поступила в редколлегию 07.02.2005.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНЫХ КОМПЛЕКТОВ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

У статті поставлена та вирішена задача із знаходження оптимальних значень параметрів ресорних комплектів буксового та центрального підвищення візків пасажирського вагону. Це дозволяє збільшити конструкційну швидкість пасажирського вагону до швидкостей вище 160...200 км/год.

В статье поставлена и решена задача о нахождении оптимальных значений параметров ресорных комплектов буксового и центрального подвешивания тележек пассажирского вагона. Это позволяет увеличить конструкционную скорость пассажирского вагона до скоростей выше 160...200 км/ч.

In article the problem about a finding of optimum values of parameters of spring complete sets axle box and the central suspension of the carriage is put and solved. It allows increasing constructional speed of the carriage till the speeds above 160...200 km/h.

Для пассажирского вагона, имеющего двухступенчатое ресорное подвешивание, динамические качества определяются несколько иным набором нормируемых показателей качества и также зависят от параметров буксовой и центральной ступеней подвешивания.

Для пассажирского вагона список нормируемых динамических показателей выглядит так:

1. Коэффициент вертикальной динамики рамы тележки с надбуксовым подвешиванием ($K_{двб}$).
2. Отношение боковой рамной силы к статической осевой нагрузке ($K_{дгб}$).
3. Коэффициент запаса устойчивости от схода колес с рельсов (K_y).
4. Коэффициент вертикальной динамики кузова ($K_{двц}$).
5. Вертикальное ускорение кузова ($A_{кв}$).

6. Горизонтальное ускорение кузова ($A_{кг}$).

7. Плавность хода в вертикальном направлении (W_B).

8. Плавность хода в горизонтальном направлении (W_Γ).

Предельно допустимые значения всех выше перечисленных динамических показателей пассажирского вагона (табл. 1) приведены в [1].

В данном случае динамические показатели качества нормируются также как и для грузового полувагона, а в критерии качества вместо 6-ти слагаемых будет 8 по числу нормируемых показателей пассажирского вагона. Для того, чтобы, как и в предыдущем случае, функция цели изменялась в диапазоне 0...1 величины весовых коэффициентов будут равны $\lambda_i = 0,125$.

Таблица 1

Допустимые значения динамических показателей

$K_{двб}^{max}$	$K_{дгб}^{max}$	K_y^{min}	$K_{двц}^{max}$	$A_{кв}^{max}, g$	$A_{кг}^{max}, g$	W_B^{max}	W_Γ^{max}
0,4	0,3	1,8	0,25	0,25	0,15	3,25	3,25

Итак, введем вектор нормированных значений динамических показателей качества пассажирского вагона и целевую функцию в следующем виде:

$$\bar{\varphi} = \left[\frac{K_{двб}}{K_{двб}^{max}} \frac{K_{дгб}}{K_{дгб}^{max}} \frac{(K_y^{max} - K_y)}{K_y^{max} - K_y^{min}} \times \frac{K_{двц}}{K_{двц}^{max}} \frac{A_{кв}}{A_{кв}^{max}} \frac{A_{кг}}{A_{кг}^{max}} \frac{W_B}{W_B^{max}} \frac{W_\Gamma}{W_\Gamma^{max}} \right]^T \quad (1)$$

$$F(\bar{\varphi}) = \sum_{i=1}^{i=8} \lambda_i \varphi_i, \quad (2)$$

где λ_i – весовые коэффициенты каждого показателя; φ_i – нормированные значения перечисленных выше динамических показателей качества пассажирского вагона.

Приведем перечень оптимизируемых параметров пассажирского вагона:

1. Величины жесткостей ресорных комплектов буксового подвешивания в трех направлениях ($K_{бх}, K_{бy}, K_{бz}$).

2. Величины вязкостей в горизонтальном продольном и горизонтальном поперечном направлениях ($\beta_{\text{оx}}, \beta_{\text{оy}}$) и величина коэффициента сухого трения в вертикальном направлении ($C_{\text{бz}}$).

3. Величины жесткостей центрального подвешивания в трех направлениях ($K_{\text{цx}}, K_{\text{цy}}, K_{\text{цz}}$).

4. Величины вязкостей центрального подвешивания в трех направлениях ($\beta_{\text{цx}}, \beta_{\text{цy}}, \beta_{\text{цz}}$).

Таким образом, и в этом случае имеем 12 оптимизируемых параметров:

$$\bar{X} = [K_{\text{оx}} K_{\text{оy}} K_{\text{бz}} \beta_{\text{оx}} \beta_{\text{оy}} C_{\text{бz}} \times K_{\text{цx}} K_{\text{цy}} K_{\text{цz}} \beta_{\text{цx}} \beta_{\text{цy}} \beta_{\text{цz}}]^T. \quad (3)$$

На величины оптимизируемых параметров накладываются такие же ограничения: $\forall X_i \geq 0$.

Как и в предыдущем случае, вначале были найдены оптимальные значения параметров рессорных комплектов при движении пассажирского вагона по прямолинейному участку пути с конструкционной скоростью равной 160 км/ч с такими же неровностями. В качестве начальных значений оптимизируемых параметров выбраны величины равные стандартным значениям для пассажирского вагона на тележках КВЗ-ЦНИИ. На рис. 1 показан график изменения функции цели в ходе поиска ее минимального значения.

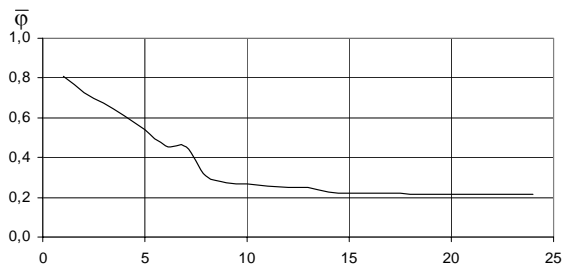


Рис. 1. График изменения функции цели

На рис. 2–4 показаны графики изменения оптимизируемых параметров.

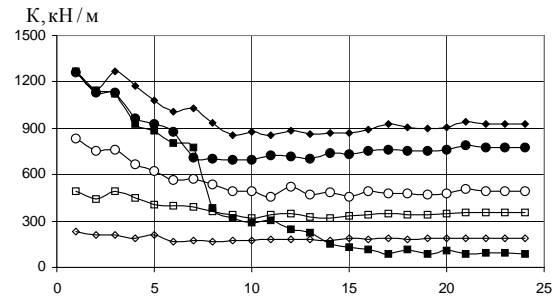


Рис. 2. График изменения жесткостей рессорных комплектов:
 $\blacklozenge - K_{\text{оx}}; \blacksquare - K_{\text{оy}}; \bullet - K_{\text{бz}}; \blacklozenge - K_{\text{цx}}; \square - K_{\text{цy}}; \circ - K_{\text{цz}}$

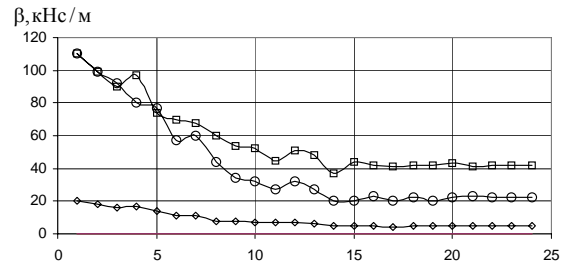


Рис. 3. График изменения вязкостей рессорных комплектов:
 $\blacklozenge - \beta_{\text{цx}}; \square - \beta_{\text{цy}}; \circ - \beta_{\text{цz}}$

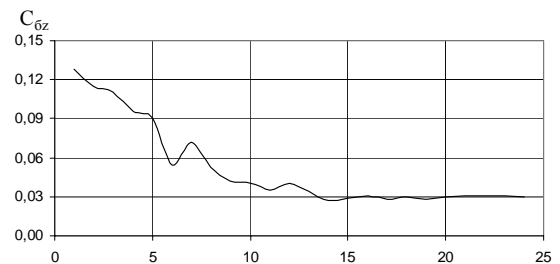


Рис. 4. График изменения коэффициента сухого трения буксовой ступени подвешивания $C_{\text{бz}}$

Как видно из рис. 1–4, в процессе решения поставленной задачи и функция цели, и величины оптимизируемых параметров практически перестали меняться уже после 15 шага.

В табл. 2 приведены начальные значения оптимизируемых параметров и значения, полученные после оптимизации, а в табл. 3 значения динамических показателей качества при начальных и оптимальных значениях параметров рессорных комплектов.

Таблица 2

Начальные и оптимальные значения параметров рессорных комплектов

Значения	$K_{\text{оx}}$	$\beta_{\text{оx}}$	$K_{\text{оy}}$	$\beta_{\text{оy}}$	$K_{\text{бz}}$	$C_{\text{бz}}$	$K_{\text{цx}}$	$\beta_{\text{цx}}$	$K_{\text{цy}}$	$\beta_{\text{цy}}$	$K_{\text{цz}}$	$\beta_{\text{цz}}$
Начальн.	1269	0	1269	0	1260	0,128	230	20	490	110	835	110
Оптимальное	927	0	89	0	776	0,03	185	5	382	42	493	22

Динамические показатели при начальных и оптимальных параметрах рессорного подвешивания

Значения	$K_{двб}$	$K_{дгб}$	K_y	$K_{двц}$	$A_{кв}, g$	$A_{кр}, g$	W_b	W_r
Начальные	0,293	0,203	1,917	0,159	0,168	0,175	3,166	3,852
Оптимальные	0,127	0,028	3,573	0,063	0,066	0,061	2,38	2,803
% улучшения	56,7	86,2	86,3	60,4	60,7	65,1	24,8	27,2

Как видно из данных, приведенных в табл. 2 и 3, и в этом случае полученные значения параметров рессорных комплектов позволяют существенно улучшить величины динамических показателей качества от 24,8 % для W_b до 86,3 % для K_y . Для пассажирского вагона в процессе поиска оптимальных значений параметров ступеней подвешивания значение функции цели снизилось 0,8...0,22, следствием этого является возможность повысить скорости движения пассажирского вагона.

Как и для грузового вагона, здесь также следует рассмотреть движение экипажа не только по прямолинейным участкам, но и по кривым различных радиусов, после этого оптимальные значения параметров ступеней подвешивания следует определить как средневзвешенное значение.

В табл. 4 приведены величины динамических показателей качества пассажирского вагона при

движении его по этим участкам для оптимальных значений параметров рессорных комплектов. В последнем столбце этой таблицы приведены минимальные значения функции цели.

В табл. 5 приведены значения оптимальных параметров рессорных комплектов пассажирского вагона для различных участков пути. В последней строке табл. 5 приведены средневзвешенные значения оптимальных параметров ($\bar{X}_{опт}$), полученные с округлением величин жесткостей до 10 кН/м, вязкостей – 5 кНс/м, коэффициента сухого трения – 0,01 по формуле

$$\bar{X}_{опт} = \sum \bar{X}_{опти} \bar{\alpha}_i, \quad (4)$$

где $\bar{X}_{опти}$ – вектор оптимальных параметров для одного из криволинейных или прямолинейного участков; $\bar{\alpha}_i$ – вектор весовых коэффициентов.

Таблица 4

Значения динамических показателей качества пассажирского вагона при оптимальных параметрах рессорного подвешивания на различных участках пути

Участок	$K_{двб}$	$K_{дгб}$	K_y	$K_{двц}$	$A_{кв}, g$	$A_{кр}, g$	W_b	W_r	$F(\bar{\varphi})$	
Кривые радиусом, м	250	0,096	0,274	1,879	0,056	0,057	0,097	2,163	2,996	0,45389
	300	0,135	0,257	2,034	0,074	0,073	0,087	2,350	2,871	0,43084
	400	0,071	0,191	2,466	0,047	0,052	0,061	2,038	2,604	0,27528
	600	0,097	0,179	2,472	0,047	0,052	0,053	2,090	2,484	0,26197
	700	0,089	0,173	2,658	0,050	0,055	0,046	2,143	2,388	0,23836
	900	0,092	0,158	2,746	0,053	0,056	0,046	2,183	2,321	0,22569
	1100	0,099	0,144	2,772	0,057	0,059	0,045	2,210	2,386	0,22445
	1300	0,099	0,121	2,949	0,065	0,068	0,046	2,321	2,366	0,21581
Прямая	0,127	0,028	3,573	0,063	0,066	0,061	2,380	2,803	0,21563	

Значения оптимальных параметров рессорного подвешивания пассажирского вагона для различных участков пути

Участок	$K_{\text{бк}}$	$\beta_{\text{бк}}$	$K_{\text{бг}}$	$\beta_{\text{бг}}$	$K_{\text{бз}}$	$C_{\text{бз}}$	$K_{\text{цк}}$	$\beta_{\text{цк}}$	$K_{\text{цг}}$	$\beta_{\text{цг}}$	$K_{\text{цз}}$	$\beta_{\text{цз}}$	
Кривые радиусом, м	250	228	0	1268	0	669	0,037	188	28	534	57	423	52
	300	399	0	945	0	929	0,055	197	19	583	30	490	65
	400	722	0	754	0	674	0,014	30	4	398	30	429	24
	600	998	0	710	0	683	0,034	146	12	398	14	432	19
	700	1005	0	579	0	701	0,022	173	10	400	6	434	20
	900	828	0	584	0	692	0,027	131	6	359	5	442	28
	1100	800	0	603	0	685	0,026	9	14	357	12	497	23
	1300	521	0	467	1	682	0,025	73	1	368	12	516	39
Прямая	927	0	89	0	776	0,030	185	5	352	42	493	22	
$\bar{X}_{\text{опт}}$	880	0	250	0	750	0,03	160	5	360	35	480	25	

Для проверки полученных результатов выполнены расчеты, моделирующие движение пассажирского вагона по аналогичным участкам железнодорожного пути (кривые радиусом 300 и 600 м и прямая). Полученные в результате расчетов динамические показатели пассажирского вагона приведены на рис. 5–12. Так же, как и в предыдущем случае на этих рисунках использованы те же обозначения: \blacklozenge – кривая 300 м; \blacksquare – кривая 600 м; \bullet – прямая; пунктиром обозначены графики при стандартных значениях параметров рессорных комплектов; сплошной линией – при оптимальных значениях.

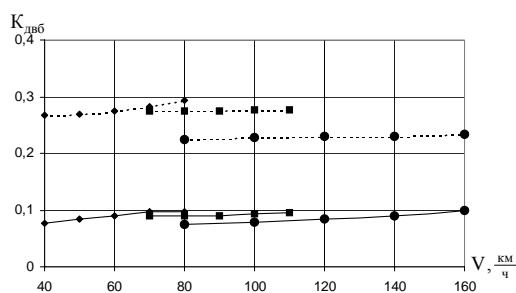


Рис. 5. График зависимости $K_{\text{двб}}$ пассажирского вагона от скорости

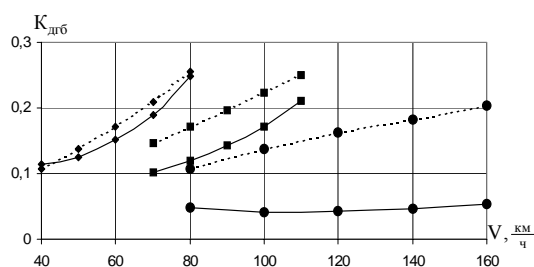


Рис. 6. График зависимости $K_{\text{дгб}}$ пассажирского вагона от скорости

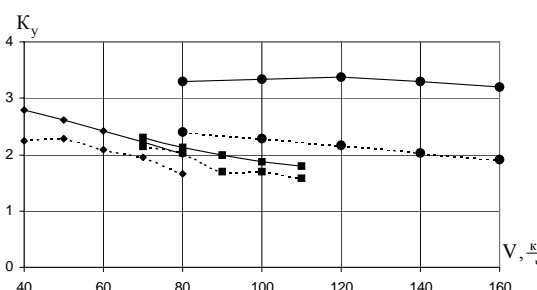


Рис. 7. График зависимости K_y пассажирского вагона от скорости

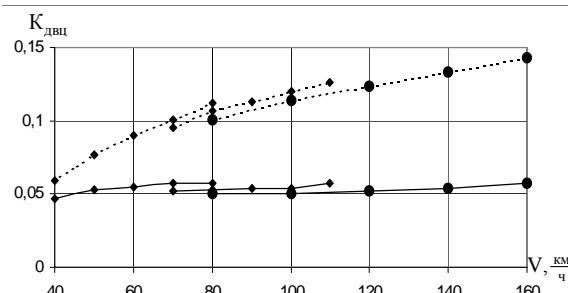


Рис. 8. График зависимости $K_{\text{двц}}$ пассажирского вагона от скорости

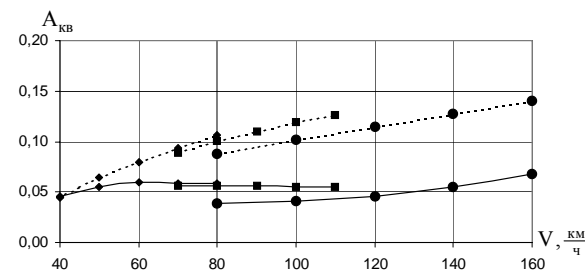


Рис. 9. График зависимости $A_{\text{кв}}$ пассажирского вагона от скорости

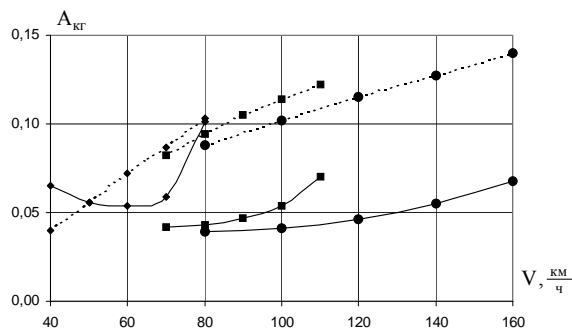


Рис. 10. График зависимости $A_{кр}$ пассажирского вагона от скорости

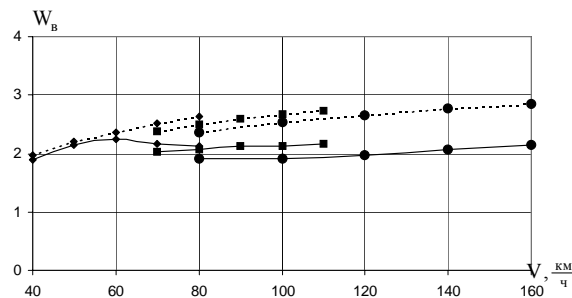


Рис. 11. График зависимости $W_в$ пассажирского вагона от скорости

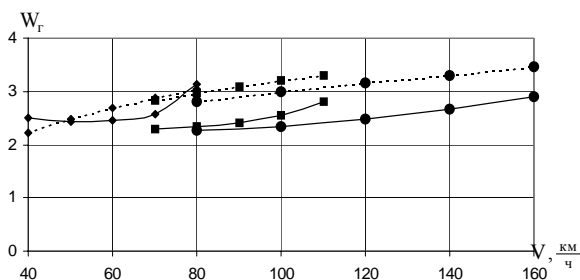


Рис. 12. График зависимости $W_г$ пассажирского вагона от скорости

Как видно из рис. 5–12, и для пассажирского вагона практически во всех случаях динамические показатели, рассчитанные с использованием оптимальных значений параметров рессорных комплектов, улучшились по сравнению с их величинами при стандартных значениях параметров рессорных комплектов. Таким образом, для пассажирского вагона решена поставленная задача о нахождении оптимальных значений параметров рессорных комплектов буксового и центрального подвешивания тележек. Это позволяет увеличить конструкционную скорость пассажирского вагона до скоростей выше 160...200 км/ч, что в дальнейшем нашло отражение при изготовлении вагонов на тележках модели 68-7007.

Серия проведенных динамических ходовых испытаний научно-исследовательскими лабораториями ДИИТа и УкрНИИВа подтвердила правильность рекомендованных параметров рессорного подвешивания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных): ВНИИВ-ВНИИЖТ. – 1983.

Поступила в редколлегию 11.02.2005.

В. И. ПРИХОДЬКО, Б. А. КОРОБКА, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ИГНАТОВ,
Я. М. СТЕРИНЗАТ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

РЕШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ ПРОБЛЕМ НА СКОРОСТНЫХ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНАХ ПОВЫШЕННОЙ КОМФОРТНОСТИ

Наведено переваги технічного рішення гальмівної системи на швидкісних пасажирських вагонах. Отримані експериментальні характеристики показали, що нові гальма можуть експлуатуватися в пасажирських поїздах без необхідності використання яких-небудь спеціальних методів керування поїздами.

Описываются преимущества технического решения тормозной системы на скоростных пассажирских вагонах. Полученные экспериментальные характеристики показали, что новый тормоз может эксплуатироваться в пассажирских составах без необходимости применения каких-либо специальных методов управления поездами.

In article advantages of the technical decision of brake system on high speed carriages are described. The received experimental characteristics have shown, that the new brake can be maintained in passenger structures without necessity of application of any special methods of management by trains.

При создании новых конструкций пассажирских вагонов повышенной комфортности для Украинских железных дорог одной из важных задач, стоящих перед разработчиками, была задача по созданию совершенных ходовых частей, обеспечивающих как хорошие ходовые качества, так и тормозные характеристики, удовлетворяющие действующим нормативам по тормозам.

Используемая под эксплуатируемыми пассажирскими вагонами типовая тележка КВЗ-ЦНИИ с люлечным рессорным подвешиванием не обеспечивает повышенную плавность хода для требуемого комфорта пассажиров, а колодочные тормоза с тормозным цилиндром, расположенным на раме вагона, даже с современными композиционными колодками шифра 328-303, не могут обеспечить соответствующий нормативам тормозной путь.

Возможным вариантом был колодочный тормоз, который при определенных условиях (размещение малогабаритных тормозных цилиндров на раме тележки, каждый из которых может передавать нагрузку на тормозные колодки одного колеса колесной пары, введение блоков пружинного стояночного тормоза, применение противоюзного устройства) мог бы обеспечить нормативы по тормозам.

Однако перспектива использования основных несущих узлов вновь созданной тележки безлюлечного типа для конструкционной скорости 200 км/ч, предопределила применение в новых вагонах дисковых тормозов.

В качестве традиционных решений конструкций дисковых тормозов в мировой практике широко используются жестко закрепленные (напрессованные) на осях колесных пар тормозные диски, к которым для образования тормозных моментов прижимаются тормозные накладки, закрепленные в держателях рычажных механизмов, включающих тормозные цилиндры. В наиболее распространенных конструкциях рычажные механизмы с тормозными цилиндрами закрепляются на раме тележки с помощью шарнирных звеньев и элементов (трехточечное подвешивание) с необходимыми передаточными отношениями этих звеньев для каждого варианта тормозов. В тормозные цилиндры таких механизмов встраиваются регуляторы выходов штоков, обеспечивающие постоянные зазоры между накладками и дисками по мере их износа.

При выборе количества и конструкций тормозных дисков разработчиком принимались за основу наибольшая эксплуатационная нагруженность тормозов и возникающие на поверхностях трения максимальные температуры (расчетные).

На основании опыта эксплуатации пассажирских вагонов с дисковыми тормозами, преимущественно на западно-европейских железных дорогах, выработаны рекомендации для использования в пассажирских вагонах с конструкционной скоростью 160 км/ч и осевой нагрузкой до 16,5 т тормозных дисков, поверхности трения которых должны изготов-

ливаться из серого чугуна с мелко и тонкопластинчатым перлитом, при этом площадь, занятая перлитом, должна соответствовать не ниже баллу П85 по ГОСТ 3443-87. Твердость по Бринеллю чугуна на поверхности трения должна быть 180–220 НВ.

Установлено также, что применение более прочных металлов (сталь, чугун с шаровидным графитом) для дисков тормозов вагонов с конструкционными скоростями до 160 км/ч экономически неоправдано.

Достаточно высокие требования к величинам и расположению литейных дефектов фрикционных частей тормозных дисков и особенно отсутствие необходимой аппаратуры для контроля этих дефектов не позволили освоить производство дисков на предприятиях Украины.

В связи с этим на новых вагонах используются тормозные диски производства немецкой фирмы Кнопг-Времсе (рис. 1). Особенность этих дисков состоит в том, что они имеют составную вентилируемую конструкцию, при этом ступица диска 1, напрессовываемая на ось колесной пары болтами 2, соединяется с фрикционной частью 3, а конструкция соединения позволяют существенно ограничить поступление тепла от фрикционного диска к ступице.

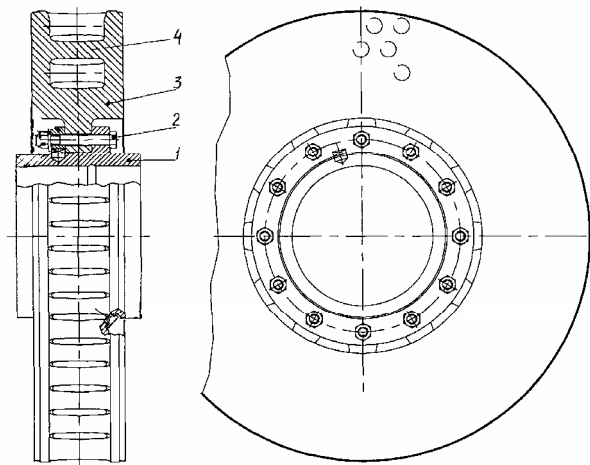


Рис. 1. Тормозной диск

С другой стороны, размещение стержней 4 в отливке, соединяющей боковые части фрикционного диска, позволяет получить значительный вентиляционный эффект и увеличить тем самым теплопередачу от диска окружающей среде.

Указанные достоинства конструкции диска позволили ограничить максимальную температуру на его поверхности до 250° С в наиболее нагруженном режиме, что соответствует ожидаемой высокой долговечности.

Предварительные расчеты показали, что долговечность такого диска, определяемая предельным износом трущихся поверхностей, составит около 10 лет, что равно среднему сроку службы колеса колесной пары с учетом его обточек.

Вместе с тем, конструкцией диска предусмотрен и ремонтный вариант (при ограничении долговечности), в котором предельно изношенный цельный фрикционный диск разрезается и вместо него на ступице крепится разъемный фрикционный диск.

В тормозе тележки скоростного вагона использован тормозной диск с наружным диаметром 610 мм и толщиной 110 мм, расчетный радиус трения диска 233 мм, допустимая толщина износа – 7 мм с каждой боковой стороны.

В качестве второй пары трения принята типовая накладка 1 (рис. 2) с площадью трения 400 см² (с размерами и требованиями, изложенными в памятке МСЖД 541-3), выполненная из материала Весорит 918 (эластомерно-слоистое бакелитовое соединение с металловолокнами и фрикционными присадками без асбеста, свинца и цветных металлов).

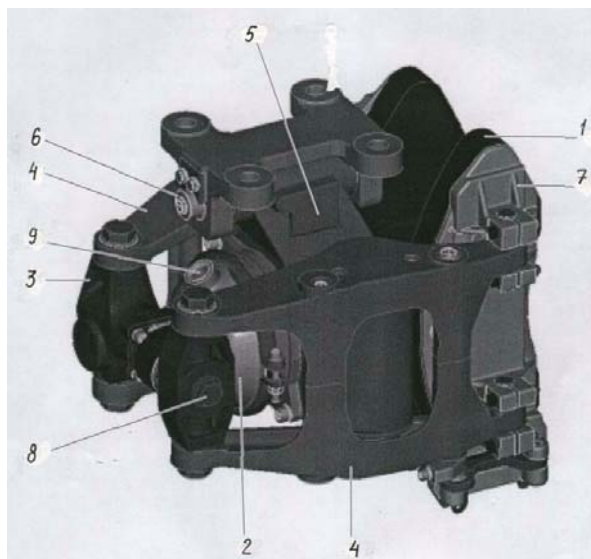


Рис. 2. Тормозной клещевой узел

Физические свойства накладки: средний коэффициент трения 0,38; плотность 2,33 г/см³; модуль упругости 255 Н/мм²; твердость по ISO 2039/1 30 Н/мм².

Особенностью этих тормозных накладок является практически неизменная величина коэффициента трения при изменении поверхностной температуры от нуля до 400° С, скорости скольжения 3...35 м/с, удельного давления на поверхности 20...80 Н/см². Эти характеристики подтверждены экспериментально при предварительных испытаниях опытных пассажирских вагонов.

Конструкция тормозной накладке позволяет достигать максимального износа ее на толщину 30 мм, что по предварительным расчетам соответствует сроку службы накладке около одного года при средней тормозной нагруженности скоростного пассажирского вагона.

Температура на поверхности трения тормозной накладке допускается до 350° С при длительном торможении и 430° С при кратковременном торможении.

Широко применявшееся трехточечное подвешивание на раме тележки рычажных механизмов с тормозными цилиндрами достаточно сложное и требующее регулярного ухода в эксплуатации в последние годы заменяется на тормозные клещевые узлы (см. рис. 2) модульной конструкции со встроенными тормозными цилиндрами 2 и регуляторами зазора 3.

Жесткие на скручивание клещевые рычаги двойной конструкции 4 с небольшим количеством соединений и подшипников, загерметизированы для продления срока эксплуатации и понижения уровня шума.

Тормозные цилиндры 2 с поршнями диафрагменной конструкции устанавливаются внутри корпуса 5 клещевых узлов, при этом рабочая площадь диафрагмы может быть изменена для обеспечения различных размеров цилиндра при одинаковых наружных размерах. Указанное приводит к легкой компактной конструкции узла, занимающей мало места в тележке.

Одним из важных преимуществ тормозного узла является надежное закрепление его на раме тележки. Узел подвешивается центрально при помощи оси 6 (нет подвесок на держателях тормозных накладок), обеспечивая большие поперечные перемещения и наклонные установки на держателях 7.

Небольшие площади поршня и хода штоков цилиндров обеспечивают легкую управляемость тормозным узлом и малый расход сжатого воздуха (рабочий объем восьми тормозных цилиндров, устанавливаемых на тележках пассажирского вагона, в 4 раза меньше рабочего объема одного тормозного цилиндра диаметром 14, традиционно используемого на пассажирских вагонах).

Существенно не отличаются тормозные узлы с приводным рычагом ручного тормоза, которые используются при задействовании ручного привода от штурвала, расположенного в рабочем тамбуре проводника вагона.

Следует также отметить, что достаточно простая и надежная конструкция регулятора зазора 3

позволяет вручную (поворотом винта) обеспечить установку необходимого зазора между накладкой и диском, который не изменяется в дальнейшем до полного износа накладке.

Указанные преимущества, а также планируемое отсутствие необходимости ухода за тормозными узлами в эксплуатации (за исключением замены тормозных колодок при полном износе) в период между капитальными ремонтами, позволили в разрабатываемой конструкции тормоза нового пассажирского вагона использовать компактные тормозные узлы производства немецкой фирмы Knorr-Bremse с рабочей площадью тормозных цилиндров диафрагменной конструкции 100 см².

При этом в новой конструкции тормоза на тележке, расположенной с котловой стороны вагона, на двух осях по диагонали применены два тормозных клещевых узла с рычагами ручного тормоза, к которым присоединяются тросы со стальным сердечником. Другие концы тросов через распределительный рычаг и промежуточное двухшарнирное звено соединены с гайкой винтовой передачи. Винт последней приводится во вращение от штурвала ручного тормоза, расположенного в нише рабочего тамбура проводника, через две конические передачи.

Подача воздуха к тормозным цилиндрам клещевых тормозных узлов осуществляется от жестких трубопроводов 8 посредством гибких рукавов типа Р34 по ГОСТ 2593-82 со стандартными соединениями.

При разработке тормоза, элементы которого расположены на раме пассажирского вагона повышенной комфортности, принималась во внимание необходимость использования в качестве основного электропневматического тормоза и в качестве дополнительного (резервного) пневматического автоматического тормоза.

По сведениям ведущих фирм в тормозостроении (ОАО МТЗ ТРАНСМАШ – Москва и фирма Knorr-Bremse Германия), несмотря на определенные недостатки управляющих приборов тормозов пассажирских вагонов в настоящее время еще не созданы более совершенные конструкции, вместе с тем работы в этом направлении ведутся интенсивно.

С учетом изложенного в качестве управляющих приборов тормоза нового пассажирского вагона приняты типовые конструкции электровоздухораспределителя 305 и воздухо-распределителя 292 М (рис. 3), при этом изменены типовые крепления их в связи с исключением из схемы тормоза центрального тормозного цилиндра.

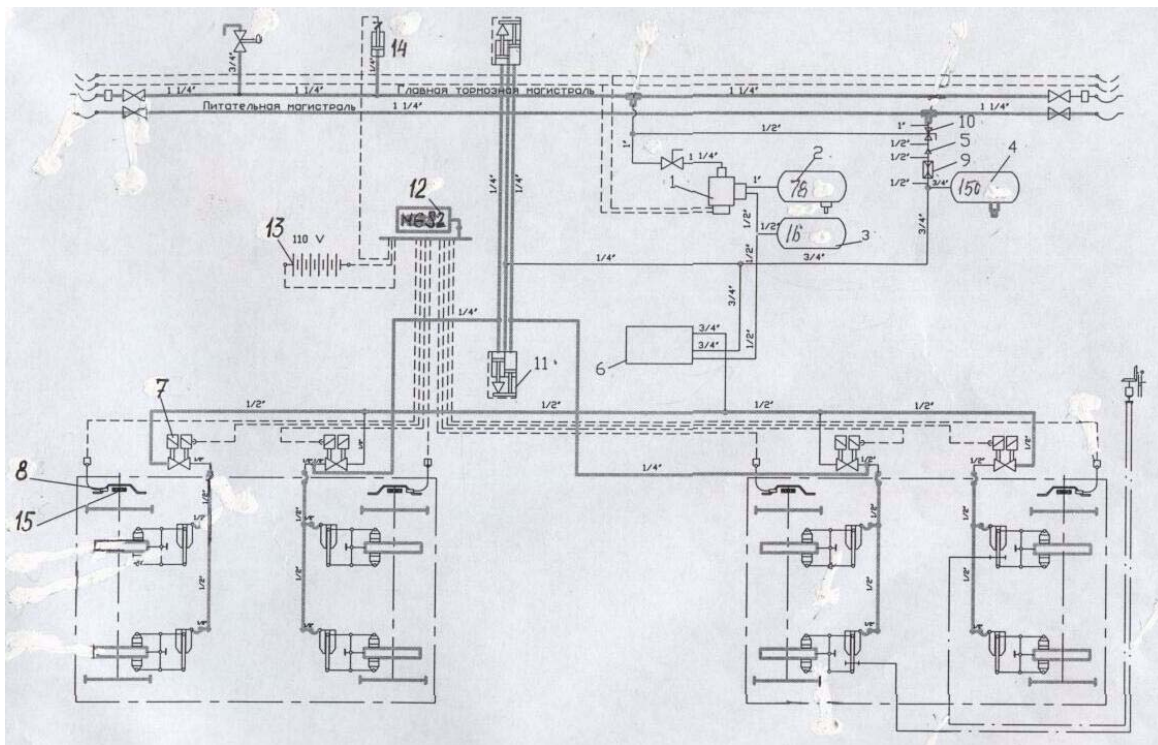


Рис. 3. Схема тормоза

Для предотвращения возможности истощения тормоза нового вагона в связи с применением в его составе противоюзного устройства возникла необходимость использования в качестве источника сжатого воздуха главных резервуаров локомотива, предусмотрев питание вагонов сжатым воздухом от резервуаров по дополнительной магистрали.

С этой целью в новых вагонах предусмотрена прокладка соединенной с локомотивом питательной магистрали, отвод от которой на вагоне выполнен к питательному резервуару 4 емкостью 150 л через обратный клапан 5 и дроссель 9.

В системе сохранен стандартный запасный резервуар 2 емкостью 78 л.

Планируется в дальнейшем, что к питательной магистрали будет подсоединен запасный резервуар для магнитно-рельсового тормоза и могут быть запитаны вакуумный туалет и пневмосистема управления дверьми.

Дополнительно к традиционному тормозу пассажирского вагона в тормозной системе предусмотрен компенсирующий резервуар 3 емкостью 16 л, соединенный с выходом от воздухо-распределителя к тормозному цилиндру. Этот резервуар служит для имитации связи воздухо-распределителя с тормозными цилиндрами.

Для связи сигналов, поступающих к воздухо-распределителю от главной тормозной магистрали, в системе устанавливается реле давлe-

ния типа 042 (повторитель) 6, которое соответственно регулирует давление, поступающее от питательного резервуара к тормозным цилиндрам.

Тормоз вагона оборудован современным противоюзным устройством типа MGS2.

Устройство включает 4 клапана противоскольжения 7 типа GV12-ESRA, соединенные с трубопроводами, отходящими от реле давления, датчики скорости 8 и электронный управляющий блок 12, получающий питание от штатной подвагонной аккумуляторной батареи 13. В систему также входит переключатель давления 14, отключающий и включающий питание электронного блока от аккумуляторной батареи.

Клапан 7 содержит корпус с двумя переключающими диафрагмами и клапанными местами, спаренный магнит, две боковых платы для связи магнитов с корпусом и кронштейн клапана. Торможение и отпуск тормозов в штатной ситуации (при служебном управлении тормоза) осуществляется без функционирования клапанов противоскольжения (магниты клапана при этом не находятся под напряжением).

Клапан 7 также предназначен для быстрого выпуска части сжатого воздуха из тормозных цилиндров при поступлении электрических сигналов от электронного управляющего устройства и восстановления связи тормозных цилиндров с трубопроводами сжатого воздуха после снятия сигнала. По сигналу на другую

катушку сохраняется давление в тормозном цилиндре независимо от давления в подводящем трубопроводе.

Используемый в системе датчик скорости 8 модели GI6 состоит из магнито-резисторного адаптера, к которому присоединен электронный преобразователь. Оба элемента герметично закрыты внутри алюминиевой литой формы. Прочный шланг и металлическая крышка на поисковом мониторе датчика обеспечивают физическую защиту адаптера и герметизированного провода. Электронная часть датчика является устойчивой к короткому замыканию и разработана для предотвращения излишней поляриности. При правильной установке электронная цепь датчика защищена от электромагнитного влияния вплоть до напряженности поля 200 В/м. Датчик скорости реагирует на выступы и впадины на вращающемся ферромагнитном зубчатом колесе установленных размеров.

С помощью адаптера изменения магнитного поля преобразуются в электрические сигналы.

Ток 7 мА или 15 мА прикладывается на выходе через электронный преобразователь. Число оборотов оси определяется по числу импульсов за единицу времени. Выход тока датчика скорости модели GI6 при простое равен либо 14 мА, либо 7 мА. Датчик скорости работает без износа, и поэтому не нуждается в специальном уходе.

Примененный на вагоне электронный управляющий блок 10 типа ESRA представляет собой модульную систему, характерной чертой которой являются стандартизованные платы. Платы ESRA выполнены на микроконтроллерах и имеют интерфейс с последовательной шиной. Они снабжены программным обеспечением и могут быть адресованы из сервисного терминала через шины.

Блок управления состоит из 19-дюймового каркаса, в который вставляются платы питания и основные платы, которые управляются и подсоединяются спереди блока.

Программное обеспечение блока STO2A сервисного терминала применяется для ввода прикладного программного обеспечения в блок управления и выполнения диагностики системы.

Регулятор давления 14 типа MCS11+S3-MCS, пристыкованный пневматической частью к главной тормозной магистрали, а электрической – к блоку питания ESRA, выключает ESRA от питания аккумуляторной батареи при снижении давления воздуха в тормозной магистрали до 1,3 кгс/см² и включает питание при повышении давления в тормозной магистрали до 1,8 кгс/см².

В связи с небольшим зазором между тормозными дисками и накладками (1,5±1 мм) контроль в эксплуатации отпущенного или заторможенного состояния дискового тормоза весьма затруднен. Для оперативного контроля такого состояния в тормозной системе устанавливаются пневмомеханические сигнализаторы 11 «Заторможено» и «Отпущено».

Индикаторы сигнализаторов размещены с обеих сторон на боковых балках рамы вагона. При этом зеленый цвет на их табло указывает на то, что тормоз отпущен, а запасный и питательный резервуары заряжены; при красном цвете табло с черными точками посередине – состояние тормоза «Заторможено»; белый фон табло с пересекающимися черными линиями свидетельствует об отсутствии воздуха в системе.

Дополнительно в систему контроля состояния тормоза пассажирского вагона включены пневмоэлектрические преобразователи с микропроцессорным блоком обработки сигналов, команды от которых о состоянии тормоза поступают на дисплей микропроцессорного комплекса системы управления, контроля и диагностики вагона и табло, установленные в рабочем тамбуре и служебном купе вагона. Отличительной особенностью пневматической схемы тормоза является возможность работы его как при наличии, так и отсутствии сжатого воздуха в питательной магистрали, при этом разобщительным краном дополнительно устанавливается подача сжатого воздуха от главной тормозной магистрали к питательному резервуару. Такая возможность используется при эксплуатации пассажирского вагона в поездах, не имеющих питательной магистрали.

Новым тормозом были оборудованы опытные пассажирские вагоны моделей 61-779Э и 61-788, на тележках моделей 68-7007 и 68-7012. УкрНИИВ провел всесторонние стационарные и поездные испытания.

Полученные экспериментальные характеристики показали, что новый тормоз может эксплуатироваться в пассажирских составах без необходимости применения каких-либо специальных методов управления поездами.

При этом тормозной путь поезда из таких вагонов на площадке при экстренном электропневматическом торможении со скоростью 160 км/ч при нормативном пути 1472 м составил менее 1300 м.

В процессе испытаний отказы в работе тормоза не зафиксированы.

Поступила в редколлегию 18.02.2005.

В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Г. С. ИГНАТОВ, Н. В. ВЫСОКОЛЯН
(ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»),
В. Н. МАКАРЕНКО (НПП «Хартрон-Экспресс ЛТД»),
А. И. МИРГОРОДСКАЯ (ДИИТ)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ НАГРЕВА БУКС ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Запропоновано опис удосконаленої системи контролю нагріву букс нового пасажирського вагона з можливістю реєстрації необхідних параметрів.

Предложено описание усовершенствованной системы контроля нагрева букс нового пассажирского вагона с возможностью регистрации необходимых параметров.

In article the description of the advanced monitoring system of heating of axle boxes of the new carriage with an opportunity of registration of necessary parameters is offered.

Буксовый узел тележки пассажирского вагона – сложный конструктивный элемент, основная функция которого – передача усилий от движущейся по рельсам и вращающейся в зависимости от скорости движения вагона колесной пары на опорные конструкции тележки.

Особо нагруженным узлом буксы является подшипник, и от его состояния (износ, появляющиеся дефекты поверхностей катания, дефекты сепаратора и т. д.) во многом зависит безопасность движения вагона.

Как критерий состояния подшипника удобно использовать температурные параметры, в частности температуру корпуса буксы, которая пропорциональна температуре самого подшипника.

На пассажирских вагонах, эксплуатируемых на железных дорогах СНГ и Балтии, применяется система контроля нагрева букс (СКНБ) [1], принцип работы которой основан на плавлении под действием высокой температуры специального легкоплавящегося сплава, соединяющего предварительно прижатые пружинные контакты датчика (рис. 1).

Критическая температура буксового узла, выше которой эксплуатация подшипника приведет к аварии, исходя из рекомендаций разработчика подшипников и многолетнего опыта эксплуатации вагонного парка, составляет 94 ± 4 °С. С учетом этого параметра и подобран легкоплавкий сплав. При достижении температуры плавления сплав, соединяющий пружинные контакты вставки датчика, расплавляется и происходит размыкание контактов. Таким образом выполнены серийные датчики «393»,

изготавливаемые по ТУ 3184-003-18133185-98 (Россия) с плавкой вставкой.

От качества и надежности работы датчиков во многом зависит нормальная работа системы контроля нагрева букс, поэтому они подвергаются усиленному контролю перед установкой на вагон [2].

Датчики устанавливаются в верхнюю часть корпуса буксы и соединяются в последовательную цепь. В эту цепь последовательно включается обмотка реле 5d5 (рис. 1), которое является основой схемы, контролирующей целостность цепи последовательно соединенных датчиков.

Цепи СКНБ получают питание от двухпроводной вагонной магистрали постоянного тока и защищены автоматическими выключателями 5e13 и 5e14 на 6 А. Реле 5d5 получает питание через контрольную кнопку 5b11 с нормально замкнутыми контактами.

При расплавлении вставки какого-либо датчика или при нажатии на контрольную кнопку, а также при любом механическом нарушении контакта в этой цепи реле 5d5 обесточивается и своим контактом 5d5 замыкает цепь звонка 5h12, цепь сигнальной лампы 5h11 и подготавливает цепь для включения реле 5d4. Звуковой сигнал и сигнальная лампа указывают о срабатывании СКНБ.

После принятия мер для остановки поезда и осмотра буксовых узлов звонок можно отключить нажатием кнопки 5b10. При этом включается реле 5d4, разрывая своим контактом цепь звонка. Лампа 5h11 остается включенной до восстановления цепи реле 5d5.

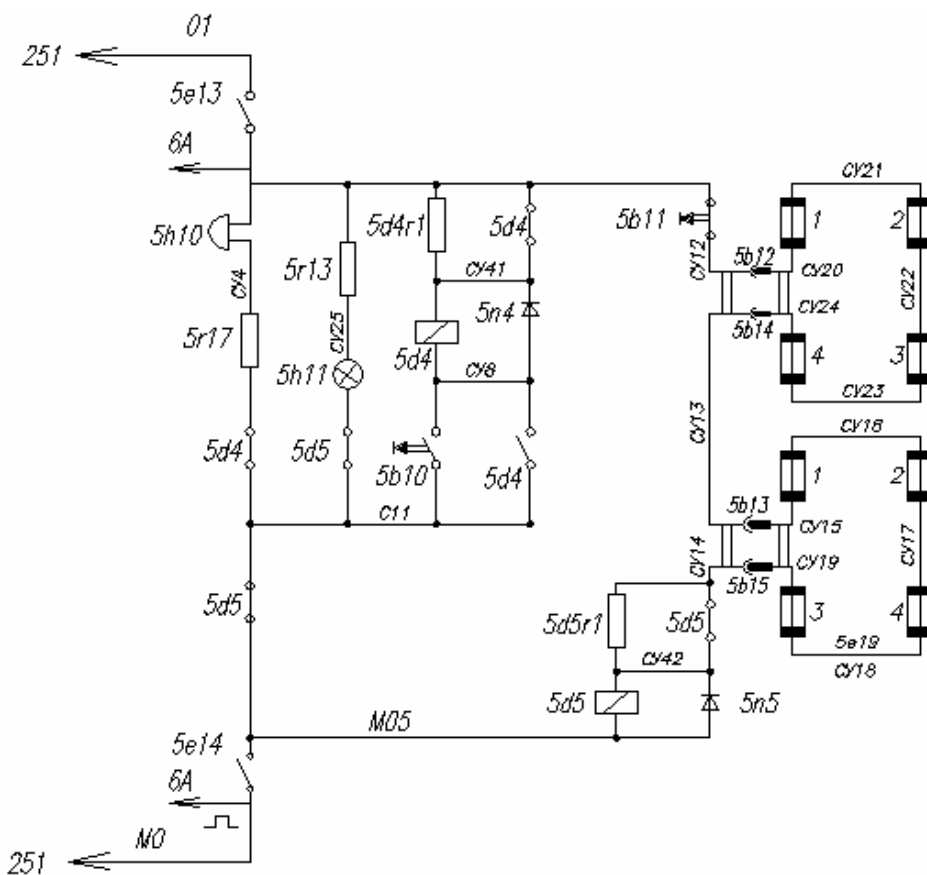


Рис. 1. Принципиальная схема СКНБ

При сравнительной простоте недостатком данной схемы является появление ложных сигналов в пути следования, которые чаще всего возникают из-за механических нарушений целостности цепи в самих датчиках (между плавкой вставкой и проводами датчика), в штепсельных разъемах и при обрыве проводов.

К существенным недостаткам данной схемы можно также отнести невозможность определения конкретной аварийной буксы, тенденции нарастания температуры в аварийной буксе (определение предаварийной ситуации), одноразовое срабатывание датчика с обязательной его заменой.

К устранению отмеченных выше недостатков сводилась работа конструкторов по усовершенствованию СКНБ.

Вместо датчиков с плавкой вставкой применялись полупроводниковые термодатчики типа 005, внутреннее сопротивление которых изменяется в зависимости от приложенной температуры. Эти термодатчики работают с блоком контроля нагрева букс (БКНБ) [3], включающим электронное устройство, выполненное с применением полупроводниковых приборов (транзисторы, диоды и тиристор). Схема электрических соединений БКНБ 004 с внешними элементами изображена на рис. 2.

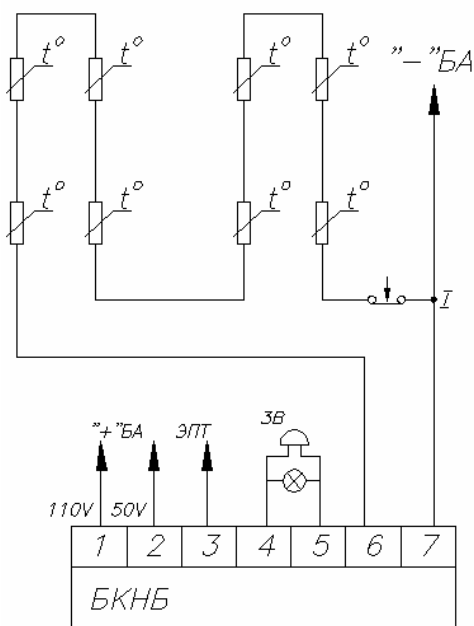


Рис. 2. Схема электрических соединений СКНБ

Согласно этой схеме датчики включаются в последовательную цепь совместно с нормально замкнутым контактом кнопки «Контроль». Образованная таким образом цепь подключается на вход БКНБ. Электрическая принципиальная схема БКНБ включает в себя следующие основные узлы:

- узел выявления и фиксации перегрева букс;
- узел выявления обрыва цепи термодатчиков;
- узел выявления короткого замыкания цепи термодатчиков;
- генератор прямоугольных импульсов;
- узел стабилизации питания.

Элементами индикации и сигнализации является лампа накаливания и электрический звонок, причем схемным решением реализована функция отличия сигналов аварийной ситуации и наличия неисправности. При обнаружении аварийной ситуации включается лампа индикации и звонок звонит постоянно. При возникновении неисправности в цепи датчиков (обрыв, короткое замыкание, попадание постороннего напряжения) лампа индикации включается периодически, а звонок звенит прерывисто. Кроме этого схемой предусмотрена возможность подачи аварийного сигнала в кабину машиниста локомотива по цепям ЭПТ.

При исправной схеме и последовательно соединенных датчиках падение напряжения на датчиках будет определяться суммарной величиной их внутреннего сопротивления. В ждущем режиме работы внутреннее сопротивление термодатчиков невелико, оно может изменяться в небольших пределах и срабатывание схемы не происходит.

При разогреве одной или нескольких букс выше определенной предельной температуры внутреннее сопротивление соответствующих термодатчиков увеличивается в десятки раз, но не превосходит определенного конкретного значения, при котором может фиксироваться обрыв датчиков. Поэтому фиксация этой (увеличенной в десятки раз) величины сопротивления термодатчиков приводит к срабатыванию звуковой и световой сигнализации, фиксирующей аварийную ситуацию, с одновременным срабатыванием ЭПТ.

С применением полупроводниковых термодатчиков устранился один из недостатков СКНБ – необходимая замена датчика при фиксации аварийной ситуации. В конструкции также реализован принцип разделения фиксации аварийной ситуации, связанной с чрезмерным нагревом букс и неисправностей, указанных выше.

Большой разброс параметров датчиков и ненадежная работа полупроводниковых приборов, связанная с «плаванием» рабочих точек приборов в значительных пределах при изменении температурных режимов работы БКНБ (температурная нестабильность, схемное решение), не позволяют широко применять данное устройство для контроля нагрева букс на вагонах.

Современное развитие элементной базы полупроводниковых приборов и элементов вычислительной техники, наличие в составе электрооборудования вагонов микропроцессорных комплексов с индикаторными дисплеями обусловило возможность разработки и изготовления усовершенствованных систем контроля нагрева букс, свободных от многих недостатков, свойственных вышеописанным системам.

Примером такой системы может служить система контроля нагрева букс (СКНБ-К), разработанная для использования на вагонах мод. 61-779 и 61-788 с тележками мод. 68-7007 и 68-7012 производства ОАО «Крюковский вагоностроительный завод» (г. Кременчуг).

В СКНБ-К (рис. 3) применены интегральные датчики температуры с выходным сигналом, линейно меняющимся с измеряемой температурой, и имеющим стандартные параметры. Размеры корпусов датчиков и способ установки аналогичны датчикам «393», что дает возможность использовать СКНБ-К и на других тележках.

В отличие от вышеописанных схем, датчики к обрабатывающему устройству подключаются параллельно, что позволяет производить контроль температуры букс у оставшихся датчиков при выходе из строя или обрыве в цепи одного или нескольких датчиков на вагоне.

Использование микропроцессорного комплекса для обработки сигналов датчиков позволяет регистрировать реальную температуру буксы и передавать данные на дисплей системы управления, контроля и диагностики (САУКД) вагона, расположенный на распределительном шкафу в служебном купе вагона.

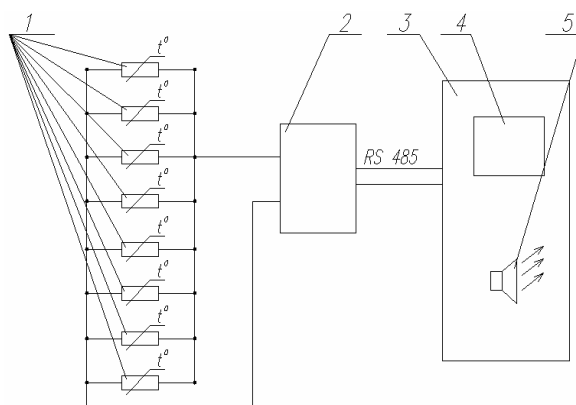


Рис. 3. Структурная схема СКНБ-К

Измерительные датчики 1 (см. рис. 3) подключены к микропроцессорному блоку обработки (МБО) 2. Полученные в результате измерения параметры через стандартный стык RS-485 подаются в САУКД 3 вагона, включающую дисплей 4 и звуковой сигнализатор 5.

Микропроцессорный блок обработки (МБО) для обеспечения высокой надежности работы СКНБ производит диагностику работоспособности всех датчиков и кабельной разводки, проверку утечек на корпус цепей датчиков, внутреннюю диагностику микропроцессорного комплекса.

Важной особенностью предложенной схемы является возможность предупреждения аварийной ситуации – при достижении буксой температуры, составляющей 70...75 % от критической (65...70 °С), формируется сигнал «Внимание!», который подается в основной экран дисплея, и выполняется прерывистая звуковая сигнализация. На дисплее при этом указывается конкретная буква, в которой имеется тенденция к повышению температуры. Это предупреждающий сигнал.

При достижении установленного порога аварийной температуры (94 ± 4 °С) МБО выдает на основное окно дисплея аварийный сигнал «Перегрев буксы» и постоянный тоновый звуковой сигнал.

Звуковой сигнал для его надежной фиксации в условиях акустических помех имеет силу звука не менее 80 дБА.

От МБО через порт RS-485 в САУКД передается следующая информация:

- текущая температура датчика каждой буксы в установленной последовательности;
- сигнализация о регистрации одним из датчиков температуры буксы 70 °С – команда «Внимание!» с определением номера (позиции) датчика;
- сигнализация о регистрации одним из датчиков предельной температуры буксы 94 °С – команда «Перегрев буксы» с определением аварийной буксы;
- сигнализация о выходе из строя или обрыве в цепях любого датчика с определением его номера (позиции);
- сигнализация о наличии утечки на корпус или замыкании на корпус (два режима) любого провода датчика с определением его номера (позиции);
- сигнализация о неисправности самого микропроцессорного комплекса.

Информация о температуре каждой буксы отображается при нажатии кнопки «Службная информация».

Информация о команде «Внимание!» со смысловым текстом, указывающем конкретную буксу, отображается в основном кадре и сопровождается коротким сигналом.

Информация об аварийной команде «Перегрев буксы» отображается в основном кадре с мигающим с частотой 1 Гц смысловым текстом, указывающем на конкретную аварийную буксу, и сопровождается непрерывным многотональным сигналом с силой звука не менее 80 дБА. Для выключения звукового сигнала после его фиксации персоналом на панели САУКД предусмотрена кнопка.

В основном кадре дисплея также располагается информация о нештатных ситуациях: сигнализация наличия утечки на корпус или замыкания на корпус (два режима) любого провода датчика с определением его номера (позиции), неисправности самого микропроцессорного комплекса.

Вся информация о работе СКНБ-К регистрируется бортовым регистратором для возможности проведения анализа, а также доступна для поездной автоматизированной информационно-диагностической системы «ПАИДС» состава, что в конечном итоге способствует повышению безопасности движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ребрик Б. Н. Электрооборудование пассажирских вагонов с кондиционированием воздуха / Б. Н. Ребрик, Г. Г. Гомола, С. Н. Модель. – М.: Транспорт, 1986.
2. Методичні вказівки по організації та проведенню вхідного контролю термодатчиків системи контролю нагріву букс пасажирських вагонів (СКНБ) / УКРЗАЛІЗНИЦЯ. – К., 2003.
3. Блок контроля нагрева букс 004. Техническое описание и инструкция по эксплуатации 004.000 ТО, СССР, Москва.

Поступила в редколлегию 02.03.2005.

В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, В. И. КОЛЯДЕНКО, Г. С. ИГНАТОВ,
В. А. СОЛДАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Проаналізовані переваги і недоліки основних конструкцій установок кондиціонування повітря. Запропоновані шляхи їх вдосконалення.

Проанализированы преимущества и недостатки основных конструкций установок кондиционирования воздуха. Предложены пути их совершенствования.

In article advantages and lacks of the basic designs of installations of an air conditioning are analysed. Ways of their perfection are offered.

Основные компоновочные схемы и конструктивные исполнения установок кондиционирования воздуха (УКВ) пассажирских вагонов общеизвестны и достаточно подробно изложены в специальной литературе [1] и проспектах вагоностроительных фирм. Для современных пассажирских вагонов, эксплуатируемых на дорогах СНГ, наиболее типична верхняя подкрышная компоновка УКВ с автономным, моноблочной конструкции, кондиционером и воздухопроводом, размещенными в надпотолочном пространстве вагона.

Для типовых конструкций УКВ характерны выполнение блока кондиционера с выступающей над крышей вагона частью, содержащей двухсторонние воздухозаборные окна воздуха конденсаторного обдува и наддверно-тамбурная компоновка воздухозаборных окон приточного воздуха.

Для уменьшения вибрации, передаваемой в корпус вагона работающим кондиционером, приемные окна и воздухозаборные устройства соединяются между собой патрубками, выполненными из тканевого материала.

Все УКВ имеют машинную систему охлаждения с паровой компрессионной холодильной машиной с роторным спиральным компрессорным агрегатом, в рабочем цикле которой температура рабочего тела (фреона) понижается методом дросселирования.

Вагонная сеть пассажирских вагонов (рис. 1) содержит линию всасывания с контурами наружного и рециркуляционного воздуха с воздухоприемными устройствами (на схеме воздухоприемные устройства наружного и рециркуляционного воздуха условно введены в состав контуров наружного и рециркуляционного воздуха), линию нагнетания с устройствами транспортирования и раздачи воздуха в пассажирско-служебные и туалетные помещения (на схеме эти устройства условно введены в состав контура нагнетания).

Для конструкций приточного воздуховода характерно их многосекционное исполнение из

закрытых секций, имеющих в поперечном сечении коробчатую форму, стенки которых в верхней части уплотнены специальным уплотнительным устройством, а боковые и нижние стенки уплотнены эластичным материалом и стянуты гаечно-болтовым соединением.



Рис. 1. Схема вагонной сети с контуром рециркуляции пассажирского вагона:

АВК – автономный кондиционер; КС – камера смешивания; НР – контур наружного воздуха; Р – контур рециркуляционного воздуха; НГ – контур нагнетания; Д – вытяжной контур; ПСП – пассажирские и служебные помещения; ТП – туалетные помещения

Для снижения шума, порождаемого вибрацией, приточный воздухопровод снаружи покрывается звукоизоляционными мастиками или оклеен войлочными плитами, а вентиляционный агрегат установлен на амортизаторах и снабжен гибкими патрубками.

Примером такой компоновки УКВ, ставшей классической, могут служить модели пассажирских вагонов фирм Германии, Российской Федерации, Польши и др.

Компоновочная схема и конструкция УКВ пассажирского вагона модели 61-779, постройки ОАО «КВСЗ» – в основном сходна или близка к вышеописанной типовой компоновочной схеме и конструкции.

В таблице приведены основные технические характеристики пассажирских вагонов базовой модели 61-779, серийно выпускаемой ОАО «КВСЗ» и опытной модели 61-788.

Основные технические характеристики пассажирских вагонов

Параметры	Модель 61-779	Модель 61-788
Характеристики вагона:		
Тип	Вагон поезда дальнего следования	
Класс	Вагон 2 класса	Вагон 2 класса комбинированный
Конструкционная скорость, км/ч	160	160
Вместимость, чел.	42	68
Уровень звукового давления в вагоне, дБА, не более	65	63
Характеристики УКВ:		
Тип системы кондиционирования	С полным кондиционированием воздуха	
Тип конструкции кондиционера	Моноблочный	
Тип системы охлаждения	С паровой компрессорной холодильной машиной	
Тип системы отопления	Автономная при температуре окружающей среды $t_o > -10^\circ\text{C}$ и совместная с котловой системой отопления при $t_o \leq -10^\circ\text{C}$	
Компоновочная схема	С верхним надпотолочным расположением	
Габариты кондиционера, мм:		
– длина	2270	1700
– ширина	1568	2160
– высота	977	740
Мощность потребляемая кондиционером, кВт не более	16,8	18,36
Масса кондиционера, кг	740	700
Холодильный агрегат	Хладоген 22 ГОСТ 8502	
Производительность, кВт:		
По холоду (при расчетных параметрах – температуре воздуха на входе в воздухоохладитель 27°C , температуре на входе в конденсатор холодильной машины 35°C , относительной влажности 55 %)	30	33
По теплу (при расчетных параметрах – температуре воздуха на входе в воздухонагреватель 8°C , температуре воды на входе в воздухонагреватель 80°C)		
– электронагрев	6	6
– водонагрев	25	25
Расход приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$	5000	5500
в том числе: – наружного воздуха	1050	1500
– рециркуляционного воздуха	3950	4000
Степень очистки воздуха	0,95	0,95
Полный напор вентиляторного агрегата кондиционера в его рабочей точке, Па	620	–
Энергозатраты на электропривод, кВт:		
Компрессоров холодильной машины	2×5,23	2×6,6
Вентилятора приточного воздуха	3,0	2,2
Вентилятора обдува конденсаторов	1,9	2
Заслонок наружного воздуха	2×0,002	2×0,01
Пожарной заслонки	–	0,05
Рециркуляционной заслонки	–	0,05
Алгоритм управления УКВ:		
Режим охлаждения	При температуре воздуха в вагоне $t_b > 24^\circ\text{C}$	
Режим вентиляции	$16^\circ\text{C} < t_b \leq 24^\circ\text{C}$	
Режим отопления: – автономный	$5^\circ\text{C} < t_b \leq 16^\circ\text{C}$	
– совместный с котловым отопителем	$t_b \leq 5^\circ\text{C}$	
Перепад между температурами в вагоне и окружающей среды, $^\circ\text{C}$, не более	12	12

Типовая конструкция УКВ, приточный воздуховод которой выполнен со специальным уплотнительным устройством в верхней части, примыкающей к внутренней поверхности крыши вагона, сложна в изготовлении, поскольку требует высокой точности исполнения верхнего уплотнительного устройства, и неудобна при монтаже на вагоне.

Свое развитие в направлении снижения металлоемкости и требований к точности изготовления приточного воздуховода, выполнения процесса монтажа воздуховода на вагоне более простым и менее трудоемким, улучшения акустических характеристик конструкция УКВ нашла в серийно выпускаемых вагонах модели 61-779, его модификациях и на вагоне второго поколения – модели 61-788.

Воздуховод в поперечном сечении на вагоне модели 61-779 (рис. 2) имеет эллиптическую форму и состоит из двух частей – верхней 1 и нижней 5. Верхняя часть 1 прикреплена к продольным деревянным балкам 2, являющимися составной каркаса 3 крыши вагона, в ячейки которого уложены теплоизоляционные маты 4. Верхняя часть 1 приточного воздуховода цельная и играет роль внутренней обшивки крыши вагона, прикрывающей маты 4. Нижняя часть 5 в продольном направлении выполнена составной в виде отдельных секций с отбуртовками, соединяемых между собой с помощью болтов.

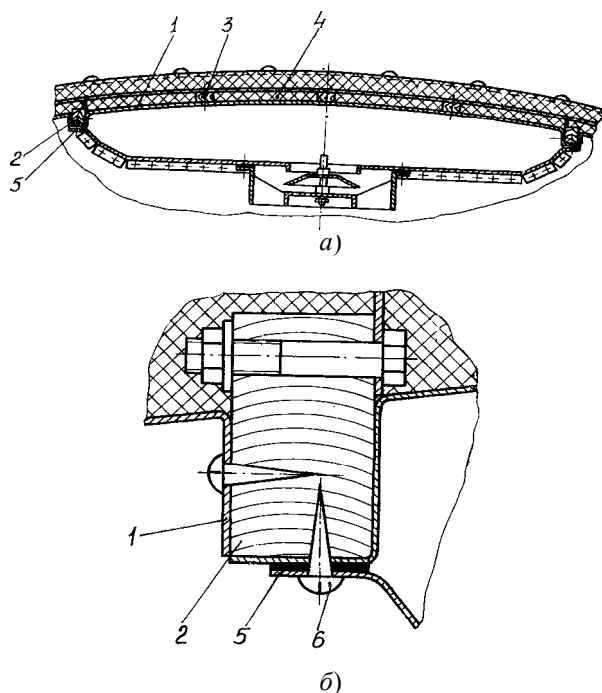


Рис. 2. Поперечный разрез на вагоне модели 61-779: а – приточного воздуховода; б – узла крепления

Соединение верхней 1 и нижней 5 частей осуществляется шурупами 6, путем вворачивания их в продольные балки 2. Такая конструкция приточного воздуховода, как показал наш опыт,

снижает расход материала, упрощает его сборку и обеспечивает необходимую доступность к местам его соединений.

Представляет интерес, на наш взгляд, конструкция приточного воздуховода с межсекционными стыковыми соединениями, выполненными из эластичного материала с возможностью самозамыкания (рис. 3) под действием разности давлений внутреннего P_1 и наружного P_2 , а также разрежения, возникающего в щели А при истечении воздуха из нее, в процессе самозамыкания. В приточном воздуховоде с самоуплотнением 1, 2 – секции воздуховода; 3 – эластичный уплотнительный элемент; P_1 , P_2 – внутреннее и наружное давление воздуха соответственно; А, Б – монтажные зазоры.

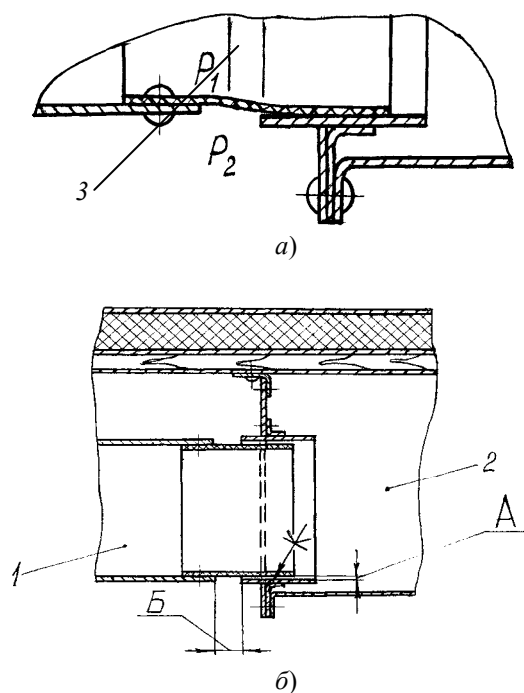


Рис. 3. Стыки секций приточного воздуховода с самоуплотнением: а – узел уплотнения при работающей установке кондиционирования; б – узел уплотнения при неработающей УКВ

Для обеспечения большей плотности стыков контактные поверхности уплотнительного узла имеют клеевое покрытие.

Такая конструкция без применения болтового крепежа стыков секций приточного воздуховода существенно снижает трудовые и материальные затраты, связанные с традиционным болтовым скреплением стыков (на вагоне мод. 61-779 количество крепежных точек в стыках секций составляет 435 единиц) и позволяет компенсировать погрешности, связанные с неточностями изготовления кузова вагона и секций воздуховода.

В настоящее время предъявляются жесткие требования к уровню внутреннего шума в вагоне. Так, согласно действующим на железнодорожном транспорте документам, уровень шума в пассажирском вагоне не должен превышать 65 дБА. В перспективе эта рекомендуемая норма не должна превышать 60 дБА.

Накопленный на ОАО «КВСЗ» опыт пассажирского вагоностроения показал, что традиционных для пассажирского вагоностроения средств с использованием шумоизолирующих мастиковых покрытий на стенках приточного воздуховода для защиты от шумовых воздействий, связанных с работой УКВ, недостаточно для достижения нормируемых уровней шума.

Несмотря на значительный практический опыт по акустической защищенности транспортных средств, задача по обеспечению в вагоне нормируемого уровня внутреннего шума остается до сих пор одной из сложных и трудноосуществимых инженерных задач, решаемых конструктором в процессе проектирования вагона. Трудности усугублены также отсутствием теоретических разработок пригодных для практического применения в вагоностроении.

С целью выбора эффективных методов и устройств шумовой защиты была разработана структурная акустическая модель шума с основными источниками шума и путями его передачи, применительно к пассажирскому вагону с УКВ.

Внутри вагона дискомфортные звуковые воздействия человеческий организм воспринимает через свой слуховой аппарат, реагирующий на механические колебания воздушной среды, вибрацию через свое тело, реагирующее на вибрацию конструкций вагона. Вибрацию и шум можно классифицировать по основным физическим принципам их возникновения, связанным с протеканием механических и аэродинамических процессов [2]. К основным механическим источникам внутреннего шума относится шум, порождаемый вибрацией, вызванной ударными воздействиями колесных пар на корпус вагона при их прохождении рельсовых стыков, неуравновешенностью вращающихся масс компрессора и вентиляторного агрегата. К механическим источникам шума нами условно отнесен также шум звукового поля, порождаемый работой в кондиционере лопаточных машин – вентиляторов обдува конденсаторов и приточного воздуха.

К основным аэродинамическим источникам внутреннего шума в пассажирском вагоне с УКВ следует отнести процессы, связанные с

транспортированием воздуха по приточному воздуховоду и подачей его в вагон – пульсации, связанные с неравномерностью полей давлений и скоростей, местные срывы и вихреобразование потока воздуха и др.

Внутренний шум обусловлен также воздействием и других виброшумоактивных источников: циклический характер рабочего процесса холодильной машины, ударные воздействия поршня, связанные с его переключкой в УКВ с поршневым компрессором. Последние факторы, в рамках принятой модели, не рассматривались.

На рис. 4 в схематичной форме показаны виды колебаний, пути их передачи и создаваемое в процессе этих воздействий звуковое поле в пассажирском и служебном купе вагона модели 61-779: 1) воздушный шум (внешний шум), вызванный звуковой вибрацией корпуса вагона, связанный с действием колесных пар при их прохождении межрельсовых стыков и передаваемый через элементы конструкций кузова и ограждений вагона; 2) воздушный шум (агрегатный шум), вызванный звуковой вибрацией корпуса кондиционера и передаваемый конструкциям вагона через опорные части кондиционера; 3) воздушный шум, порождаемый внешними источниками шума и работой кондиционера, а затем передаваемый в купе через отверстия потолочных воздухоподающих устройств и выпускные отверстия в дверях купе; 4) воздушный шум (наведенный шум), вызванный звуковой вибрацией стенок приточного воздуховода и излучаемый в воздушный поток, двигающийся по приточному воздуховоду; 5) воздушный шум от аэродинамических источников, связанных с течением воздуха по приточному воздуховоду (срывы, вихреобразование и пульсации давления).

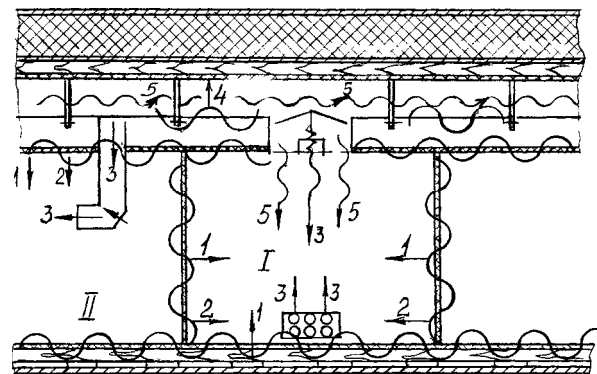


Рис. 4. Источники шума в пассажирском вагоне модели 61-779 и пути его звукопередачи: I – пассажирское купе; II – служебное купе

Согласно принятой модели механизма образования и передачи шума во внутрь вагона был разработан и осуществлен на вагоне модели 61-788 комплекс устройств звуковой защиты – покрытие наружной поверхности приточного воздуховода звукопоглощающими материалами и ввод в узкие места приточного воздуховода, имеющих в конструкции воздухораспределительного устройства, звукопоглощающих систем (глушителей) активно-резонаторного типа. При этом считалось, что в конструкции воздухораспределительных устройств наибольшая колебательная скорость частиц воздуха и, что основной носитель звуковой энергии, поступающей в купе – поток воздуха, подаваемого в купе через воздухораспределительные и мультивентные устройства.

На рис. 5 изображена имеющаяся на вагоне модели 61-788 конструкция приточного воздуховода с комплексной системой звукоизоляции. На наружные стенки воздуховода 1 наклеен звукопоглощающий материал 2 – нетканое полотно «Спрут» толщиной 15 мм, коэффициент звукопоглощения, которого в наших расчетах варьируется от $\alpha = 0,2$ при частоте звуковых колебаний $f = 100$ Гц до $\alpha = 0,9$ при $f = 3000$ Гц. В воздухораспределительные устройства 3 встроены активно-резонаторные глушители 4. Глушитель 4 состоит из алюминиевых перфорированных кассет 5, заполненных звукопоглощающим материалом «Спрут», поз. 6 со щелевыми пазами 7 и воздушных полостей 8.

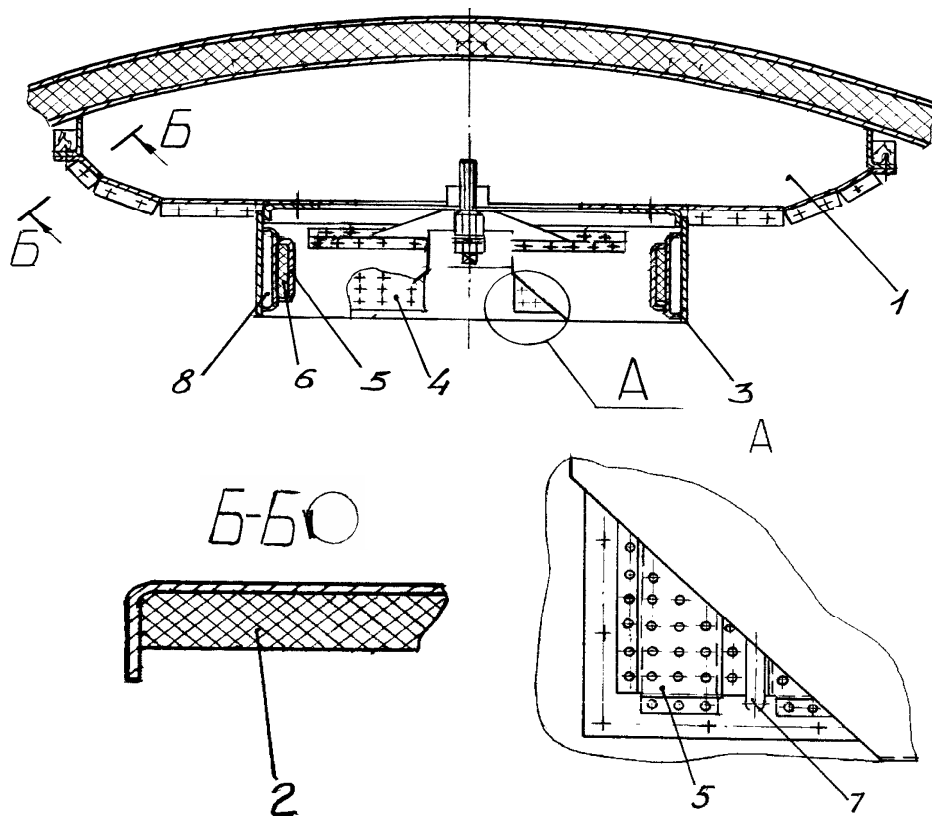


Рис. 5. Приточный воздуховод с комплексной системой шумоизоляции

Активно-резонаторные глушители в приточном воздуховоде размещены только в воздухораспределительных устройствах, наружные стенки покрыты теплоизолирующим материалом по всей поверхности приточного воздуховода.

Полезный акустический эффект разработанной системы шумопоглощения на высоких частотах обеспечивается присутствием шумопоглощающего материала «Спрут» на стенках приточного воздуховода и в кассетах глушителей. Суммарный шумопоглощающий эффект, оцениваемый по результатам сравнительных измере-

ний внутреннего шума в вагоне модели 61-779 со звукоизоляцией, выполненной путем покрытия приточного воздуховода звукозащитной мастикой «Terefon 112-DB», и внутреннего шума на вагоне модели 61-788, с разработанной системой шумопоглощения, составил 10-11 дБА.

Рассматривая в целом современные тенденции развития установок кондиционирования воздуха на железнодорожном транспорте, следует отметить стремление к созданию УКВ для подвижного состава с теплоснабжением за счет использования теплоты окружающей среды. Прак-

тической реализацией таких систем является сочетание в одном блоке кондиционера холодильной машины и теплового насоса, имеющих одинаковые принципы работы и обратные термодинамические циклы. Такое сочетание может оказаться экономически выгодным до средне-суточных температур окружающей среды $t_0 = -20^\circ\text{C}$. С увеличением температуры t_0 эффективность УКВ, с увеличением температуры t_b – возрастает, и может достигнуть значения $Q/N_\Sigma = 3 \dots 3,5$ (рис. 6) [3].

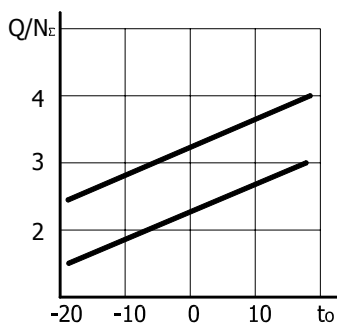


Рис. 6. Диапазон отношений полезной теплопроизводительности Q к общей затрачиваемой мощности N_Σ в зависимости от среднесуточной температуры t_0

Известно, что разработки систем кондиционирования с применением теплового насоса для железнодорожного подвижного состава ведутся в Российской Федерации и других странах. Намечившаяся тенденция применения УКВ с комбинацией холодильной машины и теплового насоса не осталась без внимания конструкторов вагоностроительного производства ОАО «КВСЗ».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шадур Л. А. Вагоны: Конструкция, теория и расчет / Л. А. Шадур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский и др. / Под ред. Л. А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
2. Ключин И. И. Судовая акустика / И. И. Ключин, А. А. Клещев. – Л.: Судостроение, 1982.
3. Архарова А. М. Теплотехника / А. М. Архарова, И. А. Кожин и др. – М.: Машиностроение, 1986.

Поступила в редколлегию 18.02.2005.

В. И. ПРИХОДЬКО, Г. С. ИГНАТОВ, Я. М. СТЕРИНЗАТ
(ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»),
В. Н. МАКАРЕНКО (НПП «Хартрон-Экспресс ЛТД»)

СИСТЕМА КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Запропонована система контролю стану дискового гальма пасажирського вагона, яка вирішує задачу достовірного визначення його стану й забезпечує передачу необхідної інформації про це обслуговуючому персоналу.

Предложена система контроля состояния дискового тормоза пассажирского вагона, которая решает задачу достоверного определения его состояния и обеспечивает передачу необходимой информации об этом обслуживающему персоналу.

The monitoring system of a condition of a disk brake of the carriage which solves a task of authentic definition of its condition is offered and provides transfer of the necessary information on it to the attendants.

Содержание и эксплуатация тормозов вагонов, в том числе и пассажирских, на железных дорогах Украины регламентируются инструкцией [1]. В соответствии с ней перед отправлением поезда с промежуточной станции или после вынужденных остановок проводники пассажирских вагонов должны проверять отпуск тормоза. При заторможенном вагоне они обязаны подать сигнал машинисту локомотива, запрещающий отправление поезда, или отпустить тормоз поводом выпускного клапана, расположенным внутри вагона.

При эксплуатации вагонов с колодочными тормозами проверка осуществляется осмотром по наличию отхода тормозных колодок от поверхности катания колес. Для этого проводнику необходимо выходить из вагона, что не всегда возможно (высокая платформа, остановка поезда на высокой насыпи, мостовом переходе, в тоннеле и т. д.). Кроме того, выход проводника в ряде случаев небезопасен, особенно при кратковременных остановках.

В пассажирских вагонах, оборудованных дисковыми тормозами, проверка осмотром практически неосуществима, так как зазоры между тормозными накладками и дисками визуально не могут быть определены (зазор $1,5 \pm 0,5$ мм). Кроме того, узлы трения закрыты для осмотра элементами тележки.

В связи с этим возникла необходимость оборудования дисковых тормозов сигнализаторами, по которым обслуживающий персонал получал бы информацию о состоянии тормоза.

Один из лидеров в разработке и производстве тормозных систем для железнодорожного транспорта немецкая фирма «KNORR BREMSE» для дисковых тормозов, применяемых на пассажирских вагонах, использует специальные сигнализаторы с табло, которые устанавливаются на боковых обвязках рамы с обеих сторон вагона [2].

Табло имеют два небольших экрана, в которых перемещаются и фиксируются три шторки – пластинчатые индикаторы, несущие информацию о состоянии тормоза. Шторки связаны с тремя независимыми пневмоцилиндрами, подсоединенными к трубопроводам тормоза.

Сигнализатор (рис. 1) представляет собой корпус 1, внутри которого расположены три пневматических цилиндра со штоками, связанными с пластинчатыми индикаторами 2 и 7.

На передней части корпуса выполнены два экрана 1.1, закрытые прозрачными акриловыми стеклами. В нижней части корпуса имеются три отверстия С и R для подсоединения к тормозной пневмосистеме. Отверстие R подключается к полости воздушного питательного резервуара, а два отверстия С – к полостям тормозных цилиндров.

Отверстия соединены с полостями соответствующих пневмоцилиндров. Поршни 5 и 6 этих цилиндров имеют возможность перемещаться вверх под действием поступающего сжатого воздуха и оборудованы возвратными пружинами 3 и 8 для возврата в исходное положение. Поршни имеют уплотнения 4 – кольца KNORR-K.

Современные пассажирские вагоны мод. 61-779 и 61-788 имеют в своем составе микропроцессорный комплекс системы управления, контроля и диагностики (САУКД) с дисплейным индикатором, установленным на панели распределительного шкафа в служебном купе. Наличие данного комплекса обусловило возможность создания электронной системы контроля состояния дискового тормоза пассажирского вагона.

Принцип работы данной системы основан на регистрации наличия или отсутствия

давления сжатого воздуха в тормозных цилиндрах.

Этот метод позволяет с большой достоверностью определять состояние тормоза, так как сжатый воздух является рабочим телом.

Электропневматические датчики 1 (рис. 2), регистрирующие избыточное давление воздуха, устанавливаются на трубопроводах, непосредственно связанных с рабочими полостями тормозных цилиндров 2, которые приводят в действие клещевые механизмы дискового тормоза.

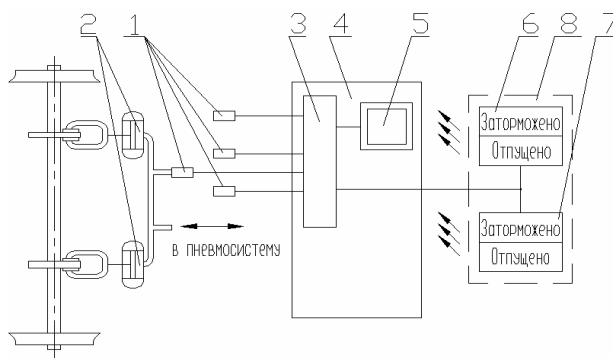


Рис. 2. Функциональная схема системы контроля (условно изображена одна колесная пара)

Для исключения появления юза при торможении дисковые тормоза, как правило, оборудуются противоюзными системами с поосным растормаживанием, для чего тормозные цилиндры клещевых механизмов одной колесной пары работают параллельно. Поэтому в системе задействовано четыре датчика – по одному на каждую колесную пару.

Электрические сигналы, регистрируемые датчиками 1, посредством кабельной разводки подаются на электронное устройство – микропроцессорный блок обработки (МБО) 3, входящий в комплект САУКД 4 вагона, для дальнейшей обработки.

На основании обработанной информации МБО 3 формирует соответствующие команды о состоянии тормоза для передачи их на индикаторный дисплей 5 САУКД и на индикаторные табло 6 и 7, установленные в рабочем тамбуре вагона 8.

В качестве датчиков используются пневмоэлектрические преобразователи давления типа РС-28 [3], наиболее подходящие для реализации поставленной задачи.

Измерительным элементом датчика является пьезорезистивная кремниевая монокристаллическая структура, встроенная в приемник давления, который отделен от измеряемой среды разделительной мембраной и заполнен специальной манометрической жидкостью. Особое внимание обращено на электронную схему, которая залита силиконовым компаундом и помещена в корпус датчика со

степенью защиты от IP65 до IP67 в зависимости от примененного электрического соединения.

Описанные датчики требуют питания от источника постоянного тока напряжением 12...36 В по двухпроводной цепи. Выходной сигнал – линейно изменяемый ток в диапазоне 4...20 мА, снимаемый с нагрузочного резистора, при измерении избыточного давления воздуха в пределах от 0 до 0,6 МПа, с погрешностью $\pm 0,16$ %.

Использование подобных датчиков позволит получать высокую стабильность измеряемых параметров избыточного давления как по времени, так и при изменении температуры окружающей среды, обеспечивая высокую надежность всей системы.

Задача МБО – с установленной скважностью производить измерение параметров датчиков избыточного давления и на их основании по заданному алгоритму определять состояние тормоза вагона:

- при регистрации всеми датчиками, без исключения, избыточного давления выше 0,04...0,045 МПа – формировать команду «ЗАТОРМОЖЕНО»;

- при регистрации всеми датчиками, без исключения, избыточного давления, близкого к нулю, – формировать команду «ОТПУЩЕНО»;

- при определении МБО одного или нескольких неисправных датчиков – команды «ЗАТОРМОЖЕНО» и «ОТПУЩЕНО» не формировать.

Кроме решения задачи по определению состояния тормоза вагона, МБО должен выполнять внутреннюю диагностику системы и обеспечивать передачу на дисплей САУКД вагона следующую информацию:

- текущее давление в трубопроводе каждой пары тормозных цилиндров на одной вагонной оси;

- сигнализировать о выходе из строя или обрыве в цепях любого датчика с определением его номера (позиции);

- сигнализировать о наличии утечки на корпус или замыкании на корпус (два режима) проводов датчика с определением его номера (позиции);

- сигнализировать о неисправности самого микропроцессорного комплекса.

В соответствии с необходимым приоритетом информация о состоянии тормоза – «ЗАТОРМОЖЕНО» или «ОТПУЩЕНО», о выходе из строя или обрыве в цепях любого датчика с определением его номера (позиции), о наличии утечки на корпус или замыкания на корпус (два режима) проводов датчика с определением его номера (позиции) и о неисправности самого микропроцессорного комплекса индицируется в основном кадре дисплея.

Текущее давление в трубопроводе каждой пары тормозных цилиндров на одной вагонной оси индицируется в отдельном дополнительном кадре.

Кроме этого, информация о состоянии тормоза – «ЗАТОРМОЖЕНО» или «ОТПУЩЕНО» передается на световые индикаторы, установленные в рабочем тамбуре в зоне входных боковых дверей, удобной для осмотра проводником.

На пульте САУКД предусмотрена кнопка проверки работоспособности (свечения) световых индикаторов.

Наличие информации о состоянии тормоза на экране дисплея в служебном купе и в рабочем тамбуре позволит проводнику контролировать работу тормоза вагона и своевременно принимать необходимые решения при нештатных ситуациях.

Предложенное решение системы контроля состояния тормоза пассажирского вагона, благодаря возможности введения конструктивных дополнений, позволяет реализовать дополнительные функции, такие как: передача данных о состоянии тормоза через поездную автоматизированную информационно-диагностическую систему «ПАИДС» на компьютер начальника поезда и по системам связи в пункты оборота составов, введение дополнительной тревожной звуковой сигнализации при трогании вагона с места с неотпущенными тормозами и т. д.

Посредством данного сигнализатора обслуживающий персонал получает смысловую информацию о состоянии дискового тормоза.

Вышеописанная система разработана для использования на пассажирских вагонах мод. 61-779 и 61-788, оборудованных дисковыми тормозами с сигнализаторами AZ-14.

Таким образом, предложенная и разработанная система контроля состояния дискового тормоза пассажирского вагона решает задачу достоверного определения его состояния и передачу необходимой информации об этом персоналу, обслуживающему вагоны. Используемые при этом комплектующие, принципиальные и конструкторские решения обеспечивают необходимую надежность устройства, столь важную для безопасности движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Інструкція по експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. № ЦТ-ЦВ-ЦІ-0015. – К.: Міністерство транспорту України, 1997. – С. 125.
2. Basics of Brake Technology.KNORR-BREMSE. Systeme fur schienenfahrzeuge GmbH: TA 28143/71 EN Rev 00.10.2002-1st edition. – P.233.
3. Пневмоэлектрический преобразователь давления РС-28/0 – 0,6МПа /4 – 20 мА / РД /М – ОАО «АПЛИСЕНС». – 2004. – С. 2. – ЗАО «ЦАНТ», г. Сумы.

Поступила в редколлегию 04.03.2005.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ СВЕТОДИОДНЫХ ХВОСТОВЫХ ФОНАРЕЙ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

У роботі наведено опис та результати випробувань конструкції світлодіодних хвостових ліхтарів пасажирських вагонів. Оригінальність та надійність функціональної схеми хвостових ліхтарів сприяє підвищенню безпеки руху.

В работе приведено описание и результаты испытаний конструкции светодиодных хвостовых фонарей пассажирских вагонов. Оригинальность и надежность функциональной схемы хвостовых фонарей способствует повышению безопасности движения.

In work the description and results of tests of a design of light-emitting diode rear lights of carriages is resulted. Originality and reliability of a function chart of rear lights promotes a safety increase of movement.

Важной составляющей безопасной эксплуатации пассажирских железнодорожных составов является надежная работа хвостовых фонарей пассажирских вагонов.

Каждый пассажирский вагон, эксплуатирующийся в странах СНГ и Балтии, должен быть оборудован тремя фонарями красного цвета, установленными на обеих торцевых стенах, два в верхней части и один в нижней, с правой стороны, образуя обратную букву «Г» [1].

В качестве источника света в этих фонарях применяются лампы накаливания, выполненные в транспортном исполнении. Конструктивно фонари выполняются прямоугольной формы, с возможностью замены лампы с внутренней стороны вагона, как правило, имеют параболический отражатель света, светофильтр и линзу Френеля для формирования светового потока.

В европейских вагонах, согласно правилам УИС, используются два хвостовых фонаря, расположенные в средней части торцевой стены. Они выполняются круглой формы, имеют отражатель, двойное остекление (одно стекло – светофильтр) и доступ изнутри вагона для замены перегоревшей лампы.

Оболочки всех фонарей с наружной стороны надежно защищены от попадания воды и пыли, внутри имеют окна-жалюзи для воздушного охлаждения ламп.

Главным конструктивным недостатком всех типов хвостовых фонарей, влияющим на безопасность пассажирских перевозок, является применение ламп накаливания, имеющих малый ресурс (1500...2000 ч) работы.

Для пассажирских вагонов мод. 61-779 и 61-788, спроектированных на АО «Крюковский вагоностроительный завод», были разработаны и установлены новые хвостовые фонари, в которых в качестве источника света используются

светодиодная матрица, составленная из светодиодов, соединенных параллельно-последовательно.

Полупроводниковая промышленность сегодня освоила выпуск целого ряда приборов, испускающих свет высокой интенсивности и необходимого спектра. Срок службы их очень высок – 150000 ч и более. Приборы твердотельные и не содержат ненадежных частей, типа спиралей ламп накаливания и т. п.

В разработанной конструкции фонарей были применены приборы фирмы «Hewlett Packard» [2], HLMP-DG серии, наиболее удовлетворяющие указанным требованиям.

Параметры светодиодов HLMP-DG 24:

- исполнение светодиода: алюминий-индий-галлий-фосфор (AlInGaP)-технология;
- цвет излучения – красный, λ_d – 626 нм;
- значение пространственного угла излучения – 23 градуса;
- сила света при $I = 20$ мА составляет 1,3 кд (типовая);
- наружный диаметр корпуса – 5 мм;
- высота корпуса – 8,7 мм.

На рис. 1–3 изображены характеристики светодиодов HLMP-DG 24.



Рис. 1. Длина волны излучения, нм

При разработке конструкции преимущество было отдано круглой (цилиндрической) форме хвостового фонаря, аналогичной УПС-исполнению. Диаметр активной зоны фонаря – 170 мм.



Рис. 2. Прикладываемое напряжение, В

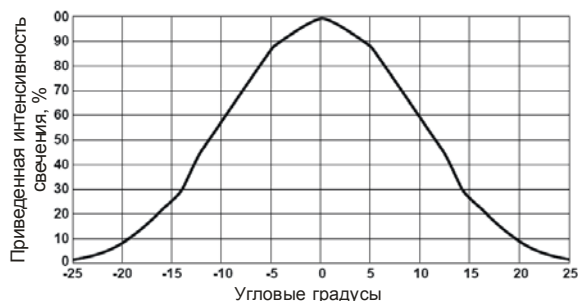


Рис. 3. Диаграмма направленности свечения

Функциональная схема хвостового фонаря изображена на рис. 4.

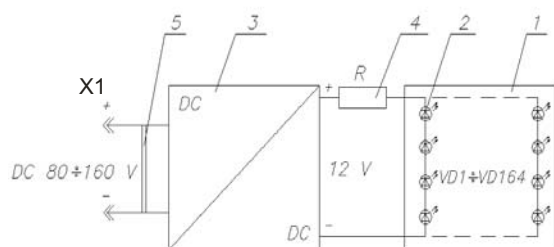


Рис. 4. Схема электрическая функциональная

Для изготовления светодиодной матрицы 1 (см. рис. 4) потребовалось 164 светодиода 2 – сорок одна параллельно включенная цепь, состоящая из четырех диодов, соединенных последовательно. Светодиоды равномерно по площади круга матрицы закреплены посредством пайки на одной из ее сторон и обеспечивают световой поток более 200 Кд. Для увеличения механической прочности корпуса приборов со стороны выводов приклеены к стеклотекстолитовому основанию матрицы.

Хвостовые фонари по условиям безопасности подключаются к электросхеме вагона непо-

средственно к цепи аккумуляторной батареи, чтобы обеспечивать свечение их при разряде батареи длительное время, вплоть до разряда батареи, при необходимости.

Поэтому, учитывая определенную зависимость свечения светодиодов от подаваемого на диод напряжения и для обеспечения постоянства свечения матрицы при колебаниях питающего напряжения в вагонной цепи 80...160 В, в схему введен вторичный источник питания 3 и ограничительный резистор 4, используемый для ограничения токов при включении фонарей.

Вторичный источник питания 3 собран по схеме преобразователя DC/DC со стабилизацией выходного напряжения на уровне около 12 В, имеет цепи защиты, регулирования и фильтр выходного напряжения.

Матрица 1, вторичный источник питания 3 и ограничительный резистор 4 устанавливаются в общем корпусе фонаря. Присоединение проводов фонаря к электросхеме вагона осуществляется быстроразъемным соединителем 5.

В данной конструкции отсутствует оптический отражатель. Между матрицей, со стороны излучающих головок светодиодов, и наружным стеклом устанавливается защитное стекло «Кризет» для улучшения формирования общего светового потока.

Установленные на вагон мод. 61-788 № 033-30002 фонари испытывались при проведении приемочных испытаний вагона в различных климатических условиях в течение года и показали высокую надежность. За время испытаний ни один светодиодный элемент не вышел из строя.

Выполненные оптические измерения параметров фонарей подтвердили высокие конструктивные параметры. Световой поток направлен узким лучом. Диаграмма распределения светового потока в горизонтальной плоскости по оси фонаря изображена на рис. 5.

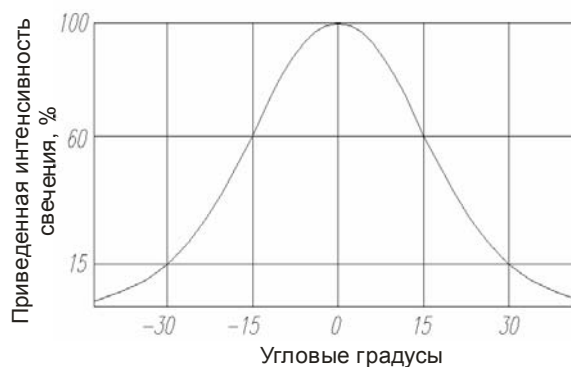


Рис. 5. Диаграмма направленности свечения

Таким образом, предложенная конструкция хвостовых фонарей с использованием светодиодов и оригинальной функциональной электрической схемы способствует повышению безопасности движения и надежной эксплуатации пассажирских вагонов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Інструкція з сигналізації на залізницях України: ЦШ-0001: Затв. наказом Міністерства транспорту України № 259 від 8.07.1995. – К., 1995.
2. Справочные материалы, Т-1 3 /4 (5 mm) Precision Optical Performance AlInGaP LED Lamps, фирма «Hewlett Packard», <http://www.chipinfo.ru>

Поступила в редколлегию 04.03.2005.

А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ),
В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Я. М. СТЕРИНЗАТ, Г. С. ИГНАТОВ,
Б. А. КОРОБКА (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗОВ ВАГОНОВ

Запропоновано уточнені методи оцінки ефективності гальмівної системи вагонів. Ці методи враховують різноманітність факторів і максимально наближають розрахункову оцінку гальмівної системи до реальної конструкції.

Предлагаются уточненные методы оценки эффективности тормозной системы вагонов. Эти методы учитывают многообразие факторов и максимально приближают расчетную оценку тормозной системы к реальной конструкции.

In work the specified methods of an estimation of efficiency of brake system of cars are offered. These methods take into account variety of factors and as much as possible approach a settlement estimation of brake system to a real design.

Повышение темпов производства ставит задачи рационального использования транспорта и, в первую очередь, железнодорожного, который занимает в общем транспортном процессе значительное место.

Потенциальный резерв повышения эффективности железнодорожного транспорта заключается в сокращении производственного цикла за счет увеличения реализуемых скоростей движения в основном на скоростных железнодорожных линиях. Повышение же скоростей движения во многом определяется профилем и состоянием железнодорожного пути, улучшение которого связано со значительными капитальными и временными затратами, в связи с чем актуальным является вопрос изыскания резервов по использованию сил сцепления колес с рельсами вагонов эксплуатационного парка при торможениях на путях имеющегося технического состояния.

По результатам последних исследований [1], выполненных специалистами ВНИИЖТа, подтверждены зависимости предельного коэффициента сцепления колес вагонов с рельсами от скорости движения вагона и статической нагрузки от колесной пары на рельсы (осевой нагрузки).

Эти зависимости являются эмпирическими и выражаются следующим образом [2]:

$$|Y_k| = Y(q_0) \cdot Y(V), \quad (1)$$

где $|Y_k|$ – предельный коэффициент сцепления железнодорожных колес с рельсами; q_0 –

статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; V – скорость движения вагона в начале торможения, м/с; составляющая коэффициента сцепления, зависящая от осевой нагрузки

$$Y(q_0) = 0,17 - 0,000153(q_0 - 49);$$

составляющая коэффициента сцепления, зависящая от скорости начала торможения вагона – для грузовых вагонов на тележках типа 18-100

$$Y(V) = \frac{V + 22,5}{2,4V + 22,5};$$

то же для пассажирских вагонов и вагонов на тележках пассажирского типа

$$Y(V) = \frac{V + 160}{4V + 160}.$$

Для удобства анализа зависимости коэффициента сцепления от скорости движения грузовых магистральных вагонов в диапазоне 0...140 км/ч (0...38,89 м/с) при наиболее характерных осевых нагрузках порожних вагонов – 5,75...7,5 т (56,388...68,15 кН) и груженых – 23,5 т (230,456 кН) приведены на рис. 1.

То же для пассажирских вагонов в диапазоне скоростей движения от 0 до 160 км/ч (0...44,44 м/с) и при характерных осевых нагрузках порожних вагонов – 10 – 11,75 – 14,5 т (98,0665–115,228–142,196 кН) и груженых вагонов – 16,25 т (159,358 кН) приведены на рис. 2.

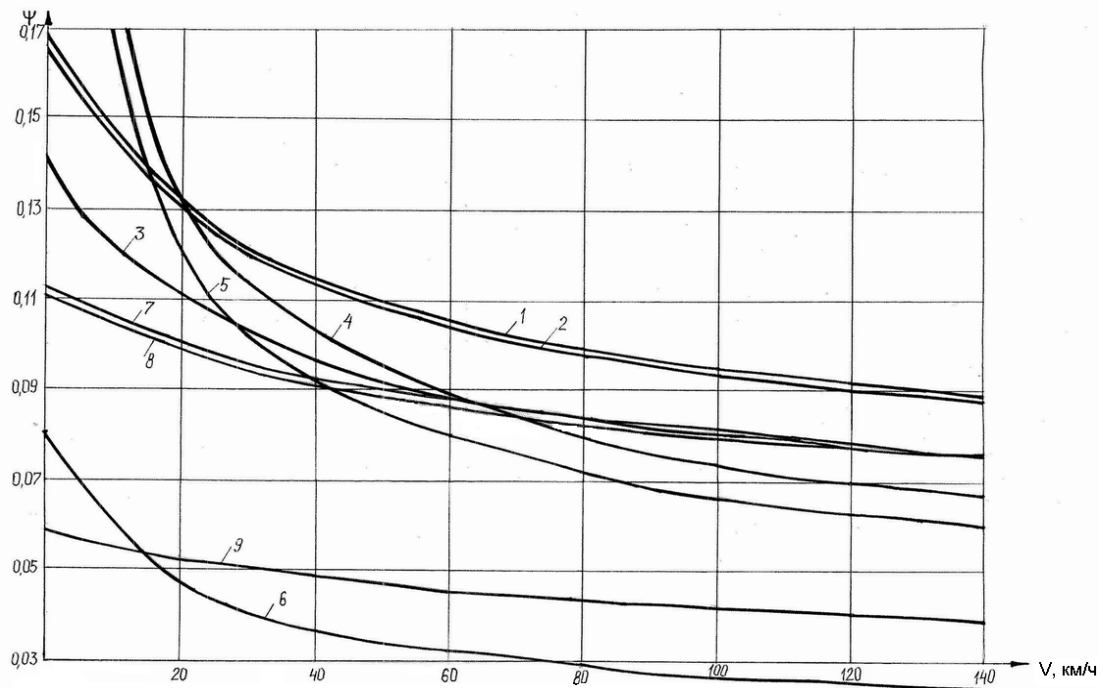


Рис. 1. Зависимость предельных $|\psi|$ и реализуемых ψ коэффициентов сцепления колес грузовых вагонов с рельсами от скорости начала торможения V :

1, 2 и 3 – $|\psi|$ при осевой нагрузке $q_0 = 5; 7,5$ и $23,5$ тс соответственно; 4, 5 и 6 – ψ для вагонов с чугунными тормозными колодками при $q_0 = 5; 7,5$ и $23,5$ тс соответственно; 7, 8 и 9 – то же с композиционными колодками

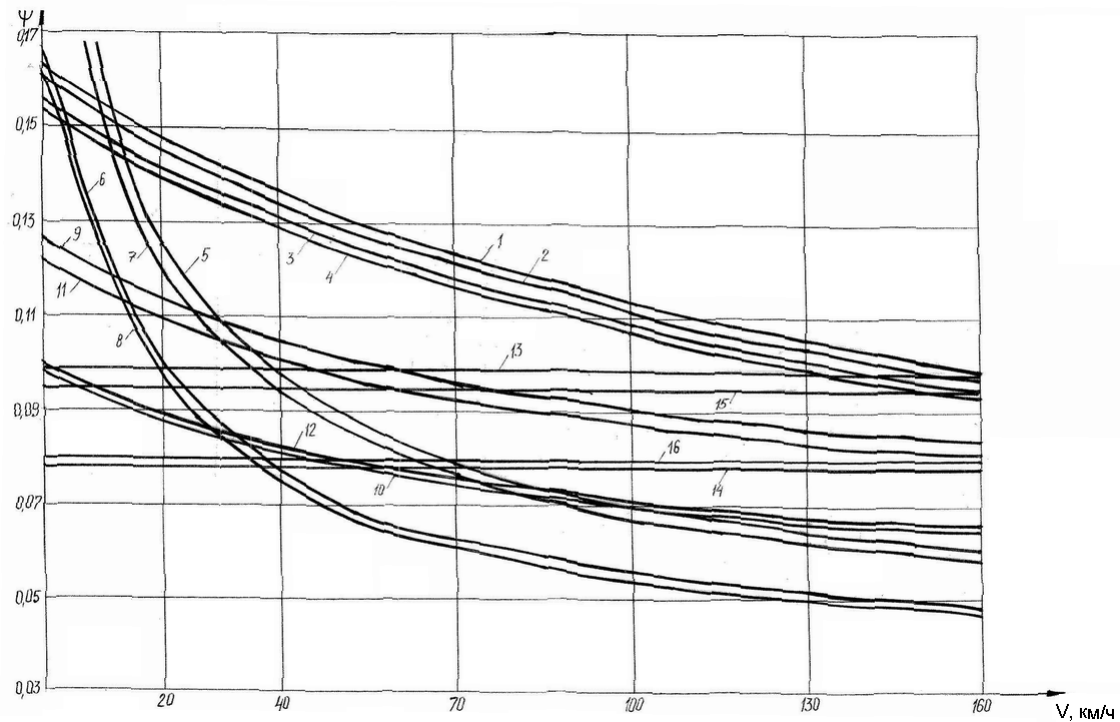


Рис. 2. Зависимости предельных $|\psi|$ и реализуемых ψ коэффициентов сцепления колес пассажирских вагонов с рельсами от скорости начала торможения V :

1, 2, 3 и 4 – $|\psi|$ при осевой нагрузке $q_0 = 10; 11,75; 14,5$ и $16,25$ тс соответственно; 5, 6, 7 и 8 – ψ для вагонов с чугунными тормозными колодками при $q_0 = 10; 11,75; 14,5$ и $16,25$ тс соответственно; 9, 10, 11 и 12 – то же с композиционными колодками; 13, 14, 15 и 16 – то же с дисковыми тормозами

Как следует из графиков (рис. 1), увеличение осевой нагрузки порожнего грузового вагона на 30 % приводит к уменьшению коэффициента сцепления на 1,5 %, при возрастании скорости движения этого же вагона 0...140 км/ч коэффициент сцепления снижается на 88,7 %.

Из графиков, на рис. 2, видно, что увеличение осевой нагрузки порожнего пассажирского вагона на 45 % вызывает уменьшение коэффициента сцепления на 4,3 %; возрастание же скорости движения этого вагона 0...160 км/ч приводит к уменьшению коэффициента сцепления на 65,2 %.

Характер изменения коэффициента сцепления определяется главным образом изменением скорости движения и выражается дробнолинейной рациональной функцией типа $Y = A/V$.

При взаимодействии элементов фрикционных тормозов, размещенных на подвижном составе, создаваемая и реализуемая величина силы трения ограничивается предельным коэффициентом сцепления.

В общем случае в процессе всего периода торможения в рассматриваемый момент времени указанное выше определяется зависимостью

$$\frac{\sum_{i=1}^n K_{di} \cdot \Phi_{di}}{q_{0j}} = |Y_{ki}|, \quad (2)$$

где K_{di} – действительная сила прижатия i -го элемента к поверхности трения в кН, приведенная к поверхности катания колеса; Φ_{di} – значение действительного коэффициента трения на i -ой фрикционной поверхности; q_{0j} – вертикальная сила в кН, действующая от j колесной пары на рельсы (осевая нагрузка); n – число поверхностей трения, отнесенное к оси; $|Y_{ki}|$ – предельное значение коэффициента сцепления при i -ой осевой нагрузке и скорости движения вагона в рассматриваемый момент времени.

При торможении колодочным тормозом и прижатии тормозных колодок к поверхностям катания колес, очевидно, отсутствует необходимость приведения силы прижатия; при дисковых тормозах приведение производится умножением силы прижатия тормозных накладок на отношение r/R , где r – радиус трения тормозного диска (расстояние от центра тормозного диска до линии действия средней силы прижатия тормозной накладки); R – радиус колеса по кругу катания, который изменяется по мере износа и обточки колеса.

Для заданного конструктивного решения тормоза (вида рычажных передач, места размещения тормозных цилиндров, типа тормозных колодок и накладок) K_d изменяется в зависимости от вида торможения (ступенчатое, полное), величины нагрузки от колеса на рельсы (при использовании регуляторов давления – авторежимов), скорости движения экипажа (при использовании регуляторов тормозной силы в зависимости от скорости, противоюзных устройств).

Для широко используемых в практике эксплуатации подвижного состава железных дорог СНГ материалов колодок и колес величины действительных коэффициентов трения (Φ_d) на трущихся поверхностях изменяются в зависимости от нажатий и скоростей относительного перемещения трущихся элементов по эмпирическим зависимостям [3]:

- для стандартных чугунных колодок по ГОСТ 1205-73 [4]

$$\Phi_d = 0,6 \frac{15K_d + 100}{80K_d + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (3)$$

- для композиционных колодок из материала 8-1-66 по ТУ 38 – 114 305-86 [5]

$$\Phi_d = 0,44 \frac{K_d + 20}{4K_d + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (4)$$

где K_d – действительная сила нажатия колодки (накладки), т; V – скорость движения вагона, км/ч.

Анализ приведенных зависимостей (3) и (4) при наиболее вероятных нажатиях и в используемом диапазоне скоростей движения свидетельствует о том, что величины действительных коэффициентов трения изменяются при применении стандартных чугунных тормозных колодок в 4,2 раза у грузовых вагонов и в 4,4 раза у пассажирских вагонов; при применении композиционных колодок из материала 8-1-66 в тормозах грузовых вагонов действительный коэффициент трения изменяется на 65 %, у пассажирских вагонов – на 59,8 %.

В этом же диапазоне нажатий и скоростей движения коэффициент сцепления для грузовых вагонов изменяется в 1,24 раза, для пассажирских – на 75 %.

В связи со значительным разбросом фрикционных характеристик трущихся пар колодочных тормозов большинства вагонов и при отсутствии в тормозных системах противоюзных устройств необходимо иметь запас тормозов вагонов по юзу при характерных скоростях

движения. Так, минимальная величина запаса установлена 15 % от предельного значения коэффициента сцепления колес с рельсами [2]. Наличие этого запаса проверяется для грузовых вагонов при скоростях 20, 100 и 120 км/ч, а пассажирских – при скоростях 40, 120 и 160 км/ч.

Установка дорогостоящих противоюзных устройств в тормозных системах с тормозными цилиндрами, размещенными на раме вагона, как правило, неэффективна из-за большой инерционности рычажной передачи тормоза.

В связи с этим применение противоюзных устройств рекомендуется только для дисковых тормозов с компактными клещевыми механизмами либо для колодочных тормозов с тормозными цилиндрами и рычажными передачами, размещенными на раме тележки.

При этом для пассажирских вагонов в предельных режимах допускается отсутствие запаса по юзу.

Проверку юза рекомендуется проводить на всех режимах торможения при максимальных расчетных давлениях в тормозных цилиндрах и минимально допускаемых нагрузках от колесных пар на рельсы [2].

Анализ расположения кривых на графике (см. рис. 1) (грузовые вагоны) свидетельствует о том, что для порожних вагонов, оборудованных тормозными цилиндрами на раме вагона и типовыми чугунными колодками, наибольшее приближение кривых реализуемых значений коэффициентов сцепления к предельным значениям возможно при скорости 20 км/ч. И даже по условию совпадения значений коэффициентов сцепления при этой скорости (при наличии юза в диапазоне 0...20 км/ч) запас по юзу при скорости 120 км/ч достигает 44 %. У груженых вагонов с этим же тормозом запас по использованию коэффициента сцепления находится в пределах 1,78...3,1 раза при скоростях 0...120 км/ч.

Из этого же рисунка следует, что для порожних грузовых вагонов, оборудованных тормозами на раме вагона и типовыми композиционными тормозными колодками, наибольшее приближение кривых реализуемых и предельных значений коэффициентов сцепления достигается при скорости 120 км/ч и запас составляет 15 %. У груженых вагонов с такими же тормозами запас по использованию коэффициента сцепления находится в пределах 1,42...0,9 раза при скоростях 0...120 км/ч.

Таким образом, по характеристикам трения применяемых на грузовых вагонах как композиционных, так и особенно чугунных тормозных колодок не используется значительный резерв по сцеплению.

Характер изменения кривых предельных и реализуемых коэффициентов сцепления для пассажирских вагонов с конструкционной скоростью до 160 км/ч, представленный на рис. 2, свидетельствует о следующем.

Порожний пассажирский вагон с тормозным цилиндром на раме вагона и типовыми чугунными колодками может иметь наибольшее приближение реализуемого и предельного коэффициентов сцепления при скорости 20 км/ч. В этом случае при tare вагона 58 т запас по юзу составляет от 15 % при скорости 20 км/ч и достигает 63 % при скорости 160 км/ч, а при скоростях 0...15 км/ч реализуется коэффициент выше предельного.

У такого же груженого пассажирского вагона с брутто 65 т резерв реализуемого коэффициента по сравнению с предельным составляет 43,2 % при скорости 20 км/ч и 98,1% при скорости 160 км/ч.

У аналогичного пассажирского вагона с типовыми композиционными колодками при tare вагона 58 т запас по юзу составляет ~ 15 % при скорости 160 км/ч, максимальный запас – 30,2% при скорости 20 км/ч.

Груженный пассажирский вагон с брутто 65 т с типовыми композиционными колодками имеет запас по сцеплению от 57,4 % до 42,2 % при изменении начальной скорости торможения 20...160 км/ч.

В меньшей степени, чем для грузовых вагонов, но и здесь недостаточно используется резерв по сцеплению груженых пассажирских вагонов, особенно у экипажей, оборудованных чугунными тормозными колодками.

На этом же рис. 2 представлены кривые реализуемых коэффициентов сцепления порожним и груженым пассажирскими вагонами с тарой 58 т и брутто 65 т, оборудованными дисковыми тормозами и противоюзным устройством.

В расчете принят постоянный коэффициент трения, равный 0,35, композиционных накладок из материала Wesorit 918 по тормозным дискам, фрикционные кольца которых выполнены из серого чугуна.

Из графиков следует, что реализуемое значение коэффициента сцепления порожнего вагона при скорости 160 км/ч равно предельному и не изменяется с изменением скорости, при этом предельное значение коэффициента возрастает по мере убывания скорости и запас по юзу возрастает до 65,2 %.

Запас по сцеплению груженого пассажирского вагона колеблется от 15 % при скорости 160 км/ч до 93,4 % при нулевой скорости.

Сопоставление кривых зависимости Y от скорости груженых вагонов с типовыми композиционными колодками и дисковыми тормозами показывает, что кривые пересекаются при скорости ~ 65 км/ч. Очевидно, что реализуемый запас по сцеплению при скоростях 65...160 км/ч приводит к снижению тормозного пути вагона в большей степени, чем от 65 км/ч до нуля.

Это наглядно изображено на графике и подтверждается результатами испытаний, при которых тормозной путь пассажирского вагона с аналогичными массовыми показателями, оборудованного композиционными тормозными колодками, при начальной скорости 160 км/ч составил при экстренном торможении на площадке – 1650 м, а вагона с дисковыми тормозами – 1300 м.

Указанный пример значительного повышения эффективности тормоза пассажирского вагона (на ~ 30 %) за счет изменения характеристик пар трения свидетельствует о перспективности поиска и применения таких пар с рациональными значениями коэффициентов трения.

При проведении анализа новых технических решений удобно использовать значения действительных коэффициентов трения, сил нажатия, коэффициентов сил нажатия и др.

Так, величину действительного коэффициента сил нажатия g_d необходимо определять по зависимости:

$$g_d = \frac{K_d n}{T + Q} \quad (5)$$

где K_d – действительная сила нажатия тормозной колодки (накладки), приведенная к поверхности катания колеса, кН – определяется по формуле (9.4) [2]; n – число тормозных колодок (накладок) на вагоне; T – сила тяжести порожнего вагона, кН; Q – сила тяжести груза, кН.

Условие отсутствия юза должно выглядеть следующим образом:

$$g_d \Phi_d < |Y_k|$$

или

$$g_d \Phi_d \leq 0,85 |Y_k|, \quad (6)$$

где Φ_d – величина действительного коэффициента трения трущихся пар (колодки по колесу, накладки по диску); $|Y_k|$ – предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении – определяется по формулам (9.10), (9.11), (9.12), (9.13) [2].

При определении полного расчетного тормозного пути вагона в составе поезда, подготовительного (предтормозного) и действительного

тормозных путей вагона при экстренном торможении на площадке необходимо использовать формулы (9.15), (9.16) и (9.17) [2], удельную тормозную силу вагона определять по формуле:

$$b_t = 1000 \Phi_d g_d. \quad (7)$$

Величина g_d определяется при наибольшем давлении в тормозном цилиндре [2, табл. 9.4, 9.5] без учета усилия пружины авторегулятора и при полной расчетной загрузке вагона на соответствующем режиме включения тормоза.

По полученному значению полного тормозного пути [6] устанавливается соответствующее этому пути значение расчетного тормозного коэффициента в пересчете на чугунные тормозные колодки g_p в зависимости от скорости в начале торможения.

Полученные значения g_p сопоставляются с нормативными [6; 7], и принимается решение о соответствии тормозных систем вагонов условиям безопасности движения.

Рациональность таких методов исследования и расчета проверена при создании ОАО «КВСЗ» дисковых тормозов пассажирских вагонов моделей 61-779Э и 61-788 для максимальных скоростей движения 160 км/ч и подтверждена результатами тормозных испытаний, выполненных специалистами УкрНИИВа совместно с ДИИТОм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крылов В. В. Методика измерения уровня коэффициента сцепления колес вагонов с рельсами на эксплуатируемых участках дорог / В. В. Крылов, А. В. Казаринов, В. Г. Максимов и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 4. – С. 17–23.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных): Утв. МПС 22.01.96 г. С изм. и доп. от 01.02.2000 г. и 01.03.2002 г. ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – 1996. – 352 с.
3. Гребенюк П. Т. Правила тормозных расчетов // Тр. ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2004.
4. ГОСТ 1205 –73 .Колодки чугунные тормозные для вагонов и тендеров. Конструкция и основные размеры.
5. ТУ 38-114-305-86. Колодка композиционная с сетчатым проволочным каркасом утолщенная и укороченная.
6. Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог: № ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277. – М.: Транспорт, 2002. – 160 с.
7. Нормативи по гальмам: № ЦВ-0011: Утв. приказом Укрзалізниць № 101-Ц 05.05.1997 г. – К., 1998.

Поступила в редколлегию 16.02.2005.

А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ), В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ,
Г. С. ИГНАТОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»),
А. В. ДОНЧЕНКО (Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения),
Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА В ОБЫЧНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Запропонована математична модель для вивчення просторових коливань пасажирських вагонів, за допомогою якої проведено значні теоретичні дослідження з вивчення нових моделей пасажирських вагонів виробництва Крюківського вагонобудівного заводу. Дослідження у подальшому проводилися у робочому діапазоні швидкостей 20...200 км/год на різних ділянках колії. Результати розрахунків підтвердили правильність конструкційних рішень.

Предложена математическая модель для изучения пространственных колебаний пассажирских вагонов, на которой проведены обширные теоретические исследования по изучению новых моделей пассажирских вагонов производства Крюковского вагоностроительного завода. Исследования в дальнейшем проводились в рабочем диапазоне скоростей 20...200 км/ч на различных участках пути. Результаты расчетов подтвердили правильность конструкторских решений.

In article the mathematical model for studying spatial fluctuations of carriages on which extensive theoretical researches on studying new models of carriages of manufacture car-building factory Kryukov are lead is offered. Researches further were carried in a working range of speeds 20...200 km/h on various sites of a way. Results of calculations have proved design decisions.

Важной задачей в динамике рельсовых экипажей является определение рационального соотношения между жесткостями двух ступеней подвешивания для экипажа с двойным рессорным подвешиванием, а также определение рационального соотношения параметров демпфирования этих же ступеней.

Для решения этой задачи разработана математическая модель пространственных колебаний такого экипажа в обычной постановке.

Для разработки математической модели пространственных колебаний рельсового экипажа с двухступенчатым рессорным подвешиванием примем во внимание, что расчетная схема рассматриваемого рельсового экипажа близка к расчетной схеме пассажирского вагона с тележками типа КВЗ-ЦНИИ и тележки модели 68-7007. У этих тележек передача вертикальных сил осуществляется через скользуны надрессорной балки. В безлюлочных конструкциях тележек через них передаются также горизонтальные продольные и поперечные силы. В люлочных конструкциях тележек для этого служит шкворень. Для уменьшения ударных нагрузок в шкворневом узле и в скользунах предполагается установка в них упруговязких (резиновых)

элементов. Следовательно, в рассматриваемых конструкциях необходимо принимать во внимание перемещения надрессорной балки относительно кузова в продольном и поперечном направлениях и при вилянии.

Связь надрессорной балки с рамой тележки осуществляется в безлюлочной конструкции с помощью пружины повышенной гибкости типа флексикойл, которая создает восстанавливающие моменты при взаимных перемещениях надрессорной балки и рамы тележки во всех направлениях, а в люлочных конструкциях эту функцию выполняет люлька. Следует также учесть, что при взаимных горизонтальных продольных перемещениях надрессорной балки и рамы тележки люлочной конструкции работают упругие поводки.

В буксовом узле упругодиссипативные элементы допускают взаимные перемещения рамы тележки и колесной пары во всех направлениях. В некоторых тележках здесь установлены поводки.

Расчетная схема экипажа с рассматриваемыми тележками представляет собой систему, состоящую из 9 твердых тел (кузов, 2 надрессорные балки, 2 рамы тележки, 4 колесные пары) (рис. 1).

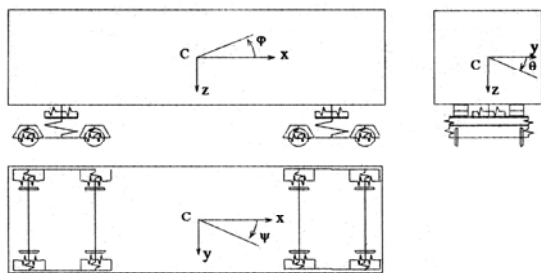


Рис. 1. Расчетная схема экипажа с двухступенчатым рессорным подвешиванием

Введем следующие обозначения (см. рис. 1): x, y, z – перемещения тел системы вдоль оси пути (x – подергивание), поперек оси пути (y – боковой относ) и по вертикали (z – подпрыгивание); θ, φ, ψ – угловые перемещения относительно осей x (θ – боковая качка), y (φ – продольная качка или галомирование) и z (ψ – виляние). Положительные поступательные перемещения – вдоль соответствующих осей, а положительные угловые перемещения – против часовой стрелки, если смотреть с положительного направления соответствующей оси. На рис. 1 показаны положительные направления перемещений для кузова с центром масс в точке C .

В дальнейшем без индекса будем обозначать перемещения кузова. Индексом i ($i=1, 2$ – номер тележки) – рамы тележки, индексом ni – надрессорных балок, индексом im ($m=1, 2$ – номер колесной пары в тележке) – колесных пар, $pink$ ($k=1$ – левая по ходу движения, $k=2$ – правая сторона вагона) – рельсов в точках контакта с колесами. В расчетной схеме принимаем во внимание приведенные массы пути в точках контакта колес с рельсами, которые перемещаются в двух направлениях – горизонтальном поперек оси пути и по вертикали.

Общее число перемещений равно

$$9 \cdot 6 + 2 \cdot 8 = 70.$$

Рассмотрим связи, наложенные на систему:

- между кузовом и надрессорными балками возможны взаимные перемещения в горизонтальном продольном и поперечном направлениях и при вилянии, т. е. подпрыгивание, боковая и продольная качка надрессорных балок определяются соответствующими перемещениями кузова:

$$\left. \begin{aligned} z_{ni} &= z + (-1)^i l \varphi, \\ \theta_{ni} &= \theta, \\ \varphi_{ni} &= \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где l – половина базы экипажа;

- продольная качка колесных пар определяется их подергиванием (проскальзывания определены при вычислении сил псевдоскольжения)

$$\varphi_{im} = \frac{x_{im}}{r}, \quad (2)$$

где r – радиус колеса по кругу катания;

- колеса движутся без отрыва от рельсов:

$$z_{pink} = z_{im} + (-1)^k b_2 \theta_{im} + \Delta r_{imk} - \eta_{nimk}, \quad (3)$$

где b_2 – половина расстояния в поперечном направлении между кругами катания колес; Δr_{imk} – изменение радиуса круга катания колеса при боковом относ колесной пары; η_{nimk} – ординаты вертикальной неровности пути.

Таким образом, введено 18 уравнений связи. Следовательно, система имеет $70 - 18 = 52$ степени свободы. Запишем обобщенные координаты:

- перемещения кузова:

$$q_1 = z, \quad q_2 = \varphi, \quad q_3 = \theta, \quad q_4 = y, \quad q_5 = \psi;$$

- перемещения рам тележек:

$$q_n = z_i \quad (n = 6, 7), \quad q_n = \varphi_i \quad (n = 8, 9),$$

$$q_n = \theta_i \quad (n = 10, 11), \quad q_n = y_i \quad (n = 12, 13),$$

$$q_n = \psi_i \quad (n = 14, 15);$$

- перемещения колесных пар:

$$q_n = z_{im} \quad (n = \overline{16, 19}), \quad q_n = \theta_{im} \quad (n = \overline{20, 23}),$$

$$q_n = y_{im} \quad (n = \overline{24, 27}), \quad q_n = \psi_{im} \quad (n = \overline{28, 31});$$

- перемещения надрессорных балок:

$$q_n = y_{ni} \quad (n = 32, 33), \quad q_n = \psi_{ni} \quad (n = 34, 35);$$

- отжатия рельсов в точках контакта с колесами:

$$q_n = y_{pink} \quad (n = \overline{36, 43});$$

- подергивания тел системы:

$$q_n = x_i \quad (n = 44, 45), \quad q_n = x_{ni} \quad (n = 46, 47),$$

$$q_n = x_{im} \quad (n = \overline{48, 51}), \quad q_{52} = x.$$

Статическое давление:

- колеса на рельс

$$P_{ст} = \frac{m_3 g}{8},$$

где m_3 – масса экипажа (полная); g – ускорение свободного падения;

- на рессорные комплекты центрального подвешивания

$$P_{\text{стц}} = \frac{(m + 2m_{\text{н}})g}{4},$$

где m – масса кузова (полная); $m_{\text{н}}$ – масса наддрессорной балки;

- на рессорные комплекты буксового подвешивания

$$P_{\text{стб}} = \frac{(m + 2m_{\text{н}} + 2m_{\text{т}})g}{8},$$

где $m_{\text{т}}$ – масса рамы тележки.

При определении инерционных параметров учтено, что масса тележки

$$m_{\text{тел}} = m_{\text{т}} + m_{\text{н}} + 2m_{\text{к}},$$

а масса экипажа

$$m_{\text{э}} = m + 2m_{\text{тел}}.$$

Общий статический прогиб рессорного подвешивания определяются по формуле:

$$f = f_{\text{ц}} + f_{\text{б}},$$

где $f_{\text{ц}}$ и $f_{\text{б}}$ – статические прогибы рессорного подвешивания второй и первой ступеней соответственно:

$$f_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{стц}}}{k_{\text{ц}}}, \quad f_{\text{б}} = \frac{P_{\text{стб}}}{k_{\text{б}}},$$

где $k_{\text{ц}}$ – приведенная жесткость центрального рессорного подвешивания; $k_{\text{б}}$ – жесткость буксового подвешивания.

Рассмотрим взаимные перемещения всех тел системы. Обозначения геометрических параметров, входящих в выражения перемещений, подробно описаны в [1].

Взаимные перемещения между кузовом и наддрессорной балкой:

- в зоне шкворня в продольном и горизонтальном поперечном направлении:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\text{шxi}} &= x + h_{\text{ш}}\varphi - x_{\text{ни}} \\ \Delta_{\text{шыi}} &= y - h_{\text{ш}}\theta - (-1)^i l_{\psi} - y_{\text{ни}}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

- между скользящими в продольном и горизонтальном поперечном направлении:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\text{сxi}} &= x + h_{\text{с}}\varphi - (-1)^k b_{\text{с}}\psi - x_{\text{ни}} + (-1)^k b_{\text{с}}\psi_{\text{ни}}, \\ \Delta_{\text{сyi}} &= y - h_{\text{с}}\theta - (-1)^i l_{\psi} - y_{\text{ни}}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Соответствующие силы определяются по формуле:

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{шxi}} &= k_{\text{шx}}\Delta_{\text{шxi}} + \beta_{\text{шx}}\dot{\Delta}_{\text{шxi}}, \\ S_{\text{шыi}} &= k_{\text{шы}}\Delta_{\text{шыi}} + \beta_{\text{шы}}\dot{\Delta}_{\text{шыi}}, \\ S_{\text{сxi}} &= k_{\text{сx}}\Delta_{\text{сxi}} + \beta_{\text{сx}}\dot{\Delta}_{\text{сxi}}, \\ S_{\text{сyi}} &= k_{\text{сы}}\Delta_{\text{сyi}} + \beta_{\text{сы}}\dot{\Delta}_{\text{сyi}}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Взаимные перемещения между наддрессорной балкой и рамой тележки по всем направлениям (деформации рессорных комплектов)

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\text{цxi}} &= x_{\text{ни}} - (-1)^k b_{\psi_{\text{ни}}} - x_i + (-1)^k b_{\psi_i}, \\ \Delta_{\text{цyi}} &= y_{\text{ни}} - y_i, \\ \Delta_{\text{цzi}} &= z + (-1)^i l_{\varphi} + (-1)^k b_{\theta} - z_i - (-1)^k b_{\theta_i}, \\ \Delta_{\text{ц\psi i}} &= \psi_{\text{ни}} - \psi_i. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Соответствующие упругие силы равны:

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{цxi}} &= k_{\text{цx}}\Delta_{\text{цxi}}, \\ S_{\text{цyi}} &= k_{\text{цy}}\Delta_{\text{цyi}}, \\ S_{\text{цzi}} &= k_{\text{цz}}\Delta_{\text{цzi}}, \\ S_{\text{ц\psi i}} &= k_{\text{ц\psi}}\Delta_{\text{ц\psi i}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Взаимные перемещения между наддрессорной балкой и рамой тележки в зоне установки гасителей колебаний

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\text{цyi}}^{\text{д}} &= y_{\text{ни}} - y_i, \\ \Delta_{\text{цzi}}^{\text{д}} &= z + (-1)^i l_{\varphi} + (-1)^k b_{\text{дн}}\theta - z_i - (-1)^k b_{\text{дт}}\theta_i \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Соответствующие силы в гидроамортизаторах будут выглядеть следующим образом

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{цyi}}^{\text{д}} &= \beta_{\text{цy}}\dot{\Delta}_{\text{цyi}}^{\text{д}}, \\ S_{\text{цzi}}^{\text{д}} &= \beta_{\text{цz}}\dot{\Delta}_{\text{цzi}}^{\text{д}}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где $\beta_{\text{цy}} = \beta_{\text{ц}} \cos^2 \alpha_{\text{д}}$, $\beta_{\text{цz}} = \beta_{\text{ц}} \sin^2 \alpha_{\text{д}}$, угол наклона гидроамортизаторов к горизонтали:

$$\text{tg} \alpha_{\text{д}} = \frac{h_{\text{кт}} - h_{\text{дк}} - h_{\text{дт}}}{b_{\text{дт}} - b_{\text{дн}}}.$$

Запишем взаимные перемещения и силы, возникающие в поводках центральной ступени подвешивания:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\text{цxi}}^{\text{п}} &= x_{\text{ни}} - (-1)^k b_{\text{пц}}\psi_{\text{ни}} - x_i + (-1)^k b_{\text{пц}}\psi_i, \\ \Delta_{\text{цyi}}^{\text{п}} &= y_{\text{ни}} - y_i, \\ \Delta_{\text{цzi}}^{\text{п}} &= z + (-1)^i l_{\varphi} + (-1)^k b_{\text{пц}}\theta - z_i - (-1)^k b_{\text{пц}}\theta_i. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Соответствующие силы равны:

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{иxik}}^{\text{п}} &= k_{\text{иx}}^{\text{п}} \Delta_{\text{иxik}}^{\text{п}} + \beta_{\text{иx}}^{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{иxik}}^{\text{п}}, \\ S_{\text{иyik}}^{\text{п}} &= k_{\text{иy}}^{\text{п}} \Delta_{\text{иyik}}^{\text{п}} + \beta_{\text{иy}}^{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{иyik}}^{\text{п}}, \\ S_{\text{иzik}}^{\text{п}} &= k_{\text{иz}}^{\text{п}} \Delta_{\text{иzik}}^{\text{п}} + \beta_{\text{иz}}^{\text{п}} \dot{\Delta}_{\text{иzik}}^{\text{п}}. \end{aligned} \right\} (12)$$

При наличии ограничений хода наддрессорной балки относительно рамы тележки в горизонтальном продольном и поперечном направлениях в центральном подвешивании после выбора соответствующих зазоров $\Delta_{\text{иx}0}$, $\Delta_{\text{иy}0}$ возникают силы, в которых учтена жесткость и диссипация

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{иxik}}^{\text{к}} &= \begin{cases} 0, & \text{если } |\Delta_{\text{иxik}}^{\text{к}}| \leq \Delta_{\text{иx}0}; \\ k_{\text{иx}}^{\text{к}} (\Delta_{\text{иxik}}^{\text{к}} - (-1)^k \Delta_{\text{иx}0}) \beta_{\text{иx}}^{\text{к}} \dot{\Delta}_{\text{иxik}}^{\text{к}}, & \text{если } |\Delta_{\text{иxik}}^{\text{к}}| > \Delta_{\text{иx}0}; \end{cases} \\ S_{\text{иyik}}^{\text{к}} &= \begin{cases} 0, & \text{если } |\Delta_{\text{иyik}}^{\text{к}}| \leq \Delta_{\text{иy}0}; \\ k_{\text{иy}}^{\text{к}} (\Delta_{\text{иyik}}^{\text{к}} - (-1)^k \Delta_{\text{иy}0}) \beta_{\text{иy}}^{\text{к}} \dot{\Delta}_{\text{иyik}}^{\text{к}}, & \text{если } |\Delta_{\text{иyik}}^{\text{к}}| > \Delta_{\text{иy}0}. \end{cases} \end{aligned} \right\} (14)$$

Запишем взаимные перемещения между рамой тележки и колесной парой:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\delta \text{.ximk}} &= x_i - (-1)^k b_1 \psi_i - x_{im} + (-1)^k b_1 \psi_{im}, \\ \Delta_{\delta \text{.yimk}} &= y_i - (-1)^m l_1 \psi_i - y_{im}, \\ \Delta_{\delta \text{.zimek}} &= z_i + (-1)^m l_1 \varphi_i + (-1)^k b_1 \theta_i - \\ &- z_{im} - (-1)^k b_1 \theta_{im}, \\ \Delta_{\delta \text{.psimek}} &= \psi_i - \psi_{im}. \end{aligned} \right\} (15)$$

В буксовой ступени подвешивания в некоторых тележках установлены гасители колебаний сухого трения и имеются резиновые элементы, в которых предполагается вязкое трение. Поэтому силы в буксовом подвешивании в общем случае равны:

$$\left. \begin{aligned} S_{\delta \text{.ximk}} &= k_{\delta \text{.x}} \Delta_{\delta \text{.ximk}} + \beta_{\delta \text{.x}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.ximk}} + \\ &+ F_{\delta \text{.x}} \text{sign}(\dot{\Delta}_{\delta \text{.ximk}}), \\ S_{\delta \text{.yimk}} &= k_{\delta \text{.y}} \Delta_{\delta \text{.yimk}} + \beta_{\delta \text{.y}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.yimk}} + \\ &+ F_{\delta \text{.y}} \text{sign}(\dot{\Delta}_{\delta \text{.yimk}}), \\ S_{\delta \text{.zimek}} &= k_{\delta \text{.z}} \Delta_{\delta \text{.zimek}} + \beta_{\delta \text{.z}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.zimek}} + \\ &+ F_{\delta \text{.z}} \text{sign}(\dot{\Delta}_{\delta \text{.zimek}}), \\ S_{\delta \text{.psimek}} &= k_{\delta \text{.ps}} \Delta_{\delta \text{.psimek}} + \beta_{\delta \text{.ps}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.psimek}} + \\ &+ F_{\delta \text{.ps}} \text{sign}(\dot{\Delta}_{\delta \text{.psimek}}), \end{aligned} \right\} (16)$$

энергии в самой конструкции. Эти силы возникают при перемещениях наддрессорной балки относительно тележки в зоне скользунов:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\text{иxik}}^{\text{к}} &= x_{ni} - (-1)^k b_c \psi_{ni} - x_i + \\ &+ (-1)^k b_c \psi_i, \\ \Delta_{\text{иyik}}^{\text{к}} &= y_{ni} - y_i, \end{aligned} \right\} (13)$$

превышающих по абсолютной величине зазоры $\Delta_{\text{иx}0}$, $\Delta_{\text{иy}0}$.

Эти силы запишутся следующим образом:

где F_{δ} – амплитудные значения сил сухого трения:

$$\begin{aligned} F_{\delta \text{.x}} &= f_{\delta \text{.x}} \cdot P_{\text{стб}}, & F_{\delta \text{.y}} &= f_{\delta \text{.y}} \cdot P_{\text{стб}}, \\ F_{\delta \text{.z}} &= f_{\delta \text{.z}} \cdot P_{\text{стб}}, & F_{\delta \text{.ps}} &= f_{\delta \text{.ps}} \cdot P_{\text{стб}}. \end{aligned}$$

Взаимные перемещения и силы, возникающие в поводках буксовой ступени:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\delta \text{.ximk}}^{\text{п}} &= x_i - (-1)^k b_{\text{пб}} \psi_i - x_{im} + \\ &+ (-1)^k b_{\text{пб}} \psi_{im}, \\ \Delta_{\delta \text{.yimk}}^{\text{п}} &= y_i - (-1)^m l_i \psi_i - y_{im}, \\ \Delta_{\delta \text{.zimek}}^{\text{п}} &= z_i + (-1)^m l_i \varphi_i + (-1)^k b_{\text{пб}} \theta_i - \\ &- z_{im} - (-1)^k b_{\text{пб}} \theta_{im}, \end{aligned} \right\} (17)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{\delta \text{.ximk}}^{\text{п}} &= k_{\delta \text{.x}}^{\text{п}} \Delta_{\delta \text{.ximk}}^{\text{п}} + \beta_{\delta \text{.x}}^{\text{п}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.ximk}}^{\text{п}}, \\ S_{\delta \text{.yimk}}^{\text{п}} &= k_{\delta \text{.y}}^{\text{п}} \Delta_{\delta \text{.yimk}}^{\text{п}} + \beta_{\delta \text{.y}}^{\text{п}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.yimk}}^{\text{п}}, \\ S_{\delta \text{.zimek}}^{\text{п}} &= k_{\delta \text{.z}}^{\text{п}} \Delta_{\delta \text{.zimek}}^{\text{п}} + \beta_{\delta \text{.z}}^{\text{п}} \dot{\Delta}_{\delta \text{.zimek}}^{\text{п}}. \end{aligned} \right\} (18)$$

Поводки и шпинтоны, установленные в буксовой ступени подвешивания, ограничивают перемещения рамы тележки относительно колесной пары в горизонтальном продольном и поперечном направлениях. Обозначим через $\Delta_{\delta \text{.x}0}$, $\Delta_{\delta \text{.y}0}$ соответствующие зазоры, в пределах которых работают буксовые рессорные комплекты. После выбора этих зазоров необходимо учиты-

вать жесткости и коэффициенты вязкого трения конструкции. Перемещения и силы, возникающие после выбора этих зазоров, равны:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\delta x i m k}^k &= \Delta_{\delta x i m k}, \\ \Delta_{\delta y i m k}^k &= \Delta_{\delta y i m k}, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$S_{\delta x i m k}^k = \begin{cases} 0, & \text{если } |\Delta_{\delta x i m k}^k| \leq \Delta_{\delta x 0}; \\ k_{\delta x}^k \left[\Delta_{\delta x i m k}^k - (-1)^k \Delta_{\delta x 0} \right] \beta_{\delta x}^k \dot{\Delta}_{\delta x i m k}^k, & \text{если } |\Delta_{\delta x i m k}^k| > \Delta_{\delta x 0}; \end{cases}$$

$$S_{\delta y i m k}^k = \begin{cases} 0, & \text{если } |\Delta_{\delta y i m k}^k| \leq \Delta_{\delta y 0}; \\ k_{\delta y}^k \left[\Delta_{\delta y i m k}^k - (-1)^k \Delta_{\delta y 0} \right] \beta_{\delta y}^k \dot{\Delta}_{\delta y i m k}^k, & \text{если } |\Delta_{\delta y i m k}^k| > \Delta_{\delta y 0}. \end{cases} \quad (20)$$

Силы, действующие на колесную пару в зоне контакта, определяются как обычно по теории Картера [2; 3].

Для составления дифференциальных уравнений колебаний системы воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода в виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) = Q_n, \quad (21)$$

где T – кинетическая энергия системы; q_n – обобщенные координаты; Q_n – соответствующие им обобщенные силы.

Составим кинетическую энергию системы по теореме Кенига:

$$T = T_0 + \sum_{i=1}^2 T_{hi} + \sum_{i=1}^2 T_i + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 T_{im} + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 T_{pimk}. \quad (22)$$

Кинетическая энергия кузова выражена в обобщенных координатах:

$$T_0 = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} I_x \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} I_z \dot{\psi}^2.$$

Кинетическая энергия надрессорных балок

$$\sum_{i=1}^2 T_{hi} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[m_n (\dot{x}_{hi}^2 + \dot{y}_{hi}^2 + \dot{z}_{hi}^2) + \frac{1}{2} I_{hx} \dot{\theta}_{hi}^2 + \frac{1}{2} I_{hy} \dot{\phi}_{hi}^2 + \frac{1}{2} I_{hz} \dot{\psi}_{hi}^2 \right]$$

с использованием уравнений связи может быть выражена через обобщенные координаты следующим образом:

$$\sum_{i=1}^2 T_{hi} = \frac{1}{2} 2m_n \dot{z}^2 + \frac{1}{2} 2(m_n J^2 + I_{ny}) \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} 2I_{nx} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[m_n (\dot{x}_{hi}^2 + \dot{y}_{hi}^2) + I_{nz} \dot{\psi}_{hi}^2 \right].$$

Кинетическая энергия рам тележек выражена в обобщенных координатах:

$$\sum_{i=1}^2 T_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[m_r (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2 + \dot{z}_i^2) + \frac{1}{2} I_{tx} \dot{\theta}_i^2 + \frac{1}{2} I_{ty} \dot{\phi}_i^2 + \frac{1}{2} I_{tz} \dot{\psi}_i^2 \right].$$

Кинетическая энергия колесных пар равна

$$\sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 T_{im} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \left[\left(m_k + \frac{I_{ky}}{r^2} \right) x_{im}^2 + m_k (\dot{y}_{im}^2 + \dot{z}_{im}^2) + I_{kx} \dot{\theta}_{im}^2 + I_{kz} \dot{\psi}_{im}^2 \right].$$

Кинетическая энергия приведенных масс рельсов в точках контакта имеет много динамических связей. Запишем здесь только диагональные члены:

$$\sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 T_{pimk} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 m_z \left[2\dot{z}_{im}^2 + (tg^2 \alpha_{im1} + tg^2 \alpha_{im2}) \dot{y}_{im}^2 + (b_{im1}^2 + b_{im2}^2) \dot{\theta}_{im}^2 \right] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 m_y \dot{y}_{pimk}^2,$$

где m_z , m_y – приведенные массы пути в вертикальном и горизонтальном поперечных направлениях, $tg \alpha_{imk}$ – тангенс угла наклона поверхности катания колеса к рельсу в точке контакта,

$$b_{imk} = (-1)^k b_2 - r \operatorname{tg} \alpha_{imk}.$$

Общее выражение для кинетической энергии имеет вид:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} \left[a_z \dot{z}^2 + a_\varphi \dot{\varphi}^2 + a_\theta \dot{\theta}^2 + a_y \dot{y}^2 + a_\psi \dot{\psi}^2 + \right. \\ & + a_x \dot{x}^2 + \sum_{i=1}^2 \left(a_{zi} \dot{z}_i^2 + a_{\varphi i} \dot{\varphi}_i^2 + a_{\theta i} \dot{\theta}_i^2 + a_{yi} \dot{y}_i^2 + \right. \\ & \left. \left. + a_{\psi i} \dot{\psi}_i^2 + a_{xi} \dot{x}_i^2 + a_{y_{\text{ни}}} \dot{y}_{\text{ни}}^2 + a_{\psi_{\text{ни}}} \dot{\psi}_{\text{ни}}^2 + a_{x_{\text{ни}}} \dot{x}_{\text{ни}}^2 \right) + \right. \\ & \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \left(a_{zim} \dot{z}_{im}^2 + a_{\theta im} \dot{\theta}_{im}^2 + a_{yim} \dot{y}_{im}^2 + a_{\psi im} \dot{\psi}_{im}^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. + a_{xim} \dot{x}_{im}^2 \right) + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 a_{y_{\text{пимк}}} \dot{y}_{\text{пимк}}^2 \right], \quad (23) \end{aligned}$$

где инерционные коэффициенты определяются следующим образом:

$$a_z = m + 2m_{\text{н}}, \quad a_\varphi = I_y + 2I_{\text{н}y} + 2m_{\text{н}}l^2,$$

$$a_\theta = I_x + 2I_{\text{н}x} \quad a_y = m,$$

$$a_\psi = I_z, \quad a_x = m,$$

$$Q_z = \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 \left(S_{uzik} + S_{uzik}^{\text{л}} + S_{uzik}^{\text{п}} \right),$$

$$Q_\varphi = - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^m l \left(S_{uzik} + S_{uzik}^{\text{л}} + S_{uzik}^{\text{п}} \right) - h_c \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{czik} - h_{\text{ш}} \sum_{i=1}^2 S_{\text{ш}xi},$$

$$Q_\theta = - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^k \left(b S_{uzik} + b_{\text{дн}} S_{uzik}^{\text{л}} + b_{\text{пц}} S_{uzik}^{\text{п}} \right) + h_c \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{cyik} - h_{\text{ш}} \sum_{i=1}^2 S_{\text{ш}yi},$$

$$Q_y = - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{cyik} - \sum_{i=1}^2 S_{\text{ш}yi}, \quad Q_\psi = - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 \left[(-1)^i l S_{cyik} + (-1)^k b_c S_{cxik} \right] + \sum_{i=1}^2 (-1)^i l S_{\text{ш}yi},$$

$$Q_{zi} = \sum_{k=1}^2 \left(S_{uzik} + S_{uzik}^{\text{л}} + S_{uzik}^{\text{п}} \right) - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 \left(S_{\delta zimk} + S_{\delta zimk}^{\text{п}} \right), \quad Q_{\varphi i} = -l_1 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^m \left(S_{\delta zimk} + S_{\delta zimk}^{\text{п}} \right),$$

$$Q_{\theta i} = \sum_{k=1}^2 (-1)^k \left(b S_{uzik} + b_{\text{дм}} S_{uzik}^{\text{л}} + b_{\text{пц}} S_{uzik}^{\text{п}} \right) - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^k \left(b_1 S_{\delta zimk} + b_{\text{п}\sigma} S_{\delta zimk}^{\text{п}} \right) + h_{\text{дт}} \sum_{k=1}^2 S_{\text{ц}yik}^{\text{л}},$$

$$Q_{yi} = \sum_{k=1}^2 \left(S_{\text{ц}yik} + S_{\text{ц}yik}^{\text{л}} + S_{\text{ц}yik}^{\text{п}} + S_{\text{ц}yik}^{\text{к}} \right) - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 \left(S_{\delta yimk} + S_{\delta yimk}^{\text{п}} + S_{\delta yimk}^{\text{к}} \right),$$

$$a_{zi} = a_{yi} = m_m, \quad a_{\varphi i} = I_{m_y}, \quad a_{\theta i} = I_{m_x},$$

$$a_{\psi i} = I_{m_z}, \quad a_{y_{\text{ни}}} = a_{x_{\text{ни}}} = m_{\text{н}},$$

$$a_{\psi_{\text{ни}}} = I_{\text{н}z}, \quad a_{zim} = m_{\text{к}} + 2m_z,$$

$$a_{\theta im} = I_{\text{к}x} + m_z \left(b_{im1}^2 + b_{im2}^2 \right),$$

$$a_{yim} = m_{\text{к}} + m_z \left(\operatorname{tg}^2 \alpha_{im1} + \operatorname{tg}^2 \alpha_{im2} \right),$$

$$a_{\psi im} = I_{\text{к}z}, \quad a_{xim} = m_{\text{к}} + \frac{I_{\text{к}y}}{r^2},$$

$$a_{y_{\text{пимк}}} = m_y.$$

Составим дифференциальные уравнения колебаний системы. Подставив выражения для кинетической энергии (23) в уравнение Лагранжа 2-го рода (21), получим систему дифференциальных уравнений в следующем виде:

$$a_n \ddot{q}_n = Q_n \quad (n = \overline{1, 52}). \quad (24)$$

Для интегрирования системы дифференциальных уравнений (24) составлена программа вычислений.

Обобщенные силы, входящие в систему уравнений (24), имеют вид:

$$\begin{aligned}
Q_{\Psi i} &= \sum_{k=1}^2 (-1)^k (b S_{\text{цхик}} + b_{\text{пц}} S_{\text{цхик}}^{\text{п}} + b_{\text{с}} S_{\text{цхик}}^{\text{к}}) + \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^k (b_i S_{\text{бхик}} + b_{\text{пб}} S_{\text{бхик}}^{\text{п}} + b_i S_{\text{бхик}}^{\text{к}}) + \\
&+ l_1 \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (-1)^m (S_{\text{бyimk}} + S_{\text{бyimk}}^{\text{п}} + S_{\text{бyimk}}^{\text{к}}), \\
Q_{zim} &= \sum_{k=1}^2 (S_{\text{бзим}} + S_{\text{бзим}}^{\text{п}}) - \sum_{k=1}^2 S_{\text{бзим}}, \\
Q_{\theta im} &= \sum_{k=1}^2 (-1)^k (b_1 S_{\text{бзимк}} + b_{\text{пб}} S_{\text{бзимк}}^{\text{п}}) - \sum_{k=1}^2 \left[r (T_{yimk} - P_{\text{ср}} \text{tg} \alpha_{imk}) + (-1)^k b_2 S_{\text{бзимк}} \right], \\
Q_{yim} &= \sum_{k=1}^2 (S_{\text{бyimk}} + S_{\text{бyimk}}^{\text{п}} + S_{\text{бyimk}}^{\text{к}}) + \sum_{k=1}^2 (T_{yimk} - P_{\text{ср}} \text{tg} \alpha_{imk}), \\
Q_{yim} &= - \sum_{k=1}^2 (-1)^k (b_1 S_{\text{бхик}} + b_{\text{пб}} S_{\text{бхик}}^{\text{п}} + b_1 S_{\text{бхик}}^{\text{к}} + b_2 T_{ximk}), \\
Q_{\Psi ni} &= S_{\Psi yi} + \sum_{k=1}^2 (S_{\text{сyик}} - S_{\text{цyик}} - S_{\text{цyик}}^{\text{п}} - S_{\text{цyик}}^{\text{к}} - S_{\text{цyик}}^{\text{к}}), \\
Q_{\Psi ni} &= - \sum_{k=1}^2 (-1)^k (b_{\text{с}} S_{\text{схик}} - b S_{\text{цхик}} - b_{\text{пц}} S_{\text{цхик}}^{\text{п}} - b_{\text{с}} S_{\text{цхик}}^{\text{к}}) \quad Q_{ypimk} = -S_{\text{бyimk}}, \\
Q_{xi} &= \sum_{k=1}^2 (S_{\text{цхик}} + S_{\text{цхик}}^{\text{п}} + S_{\text{цхик}}^{\text{к}}) - \sum_{m=1}^2 \sum_{k=1}^2 (S_{\text{бхик}} + S_{\text{бхик}}^{\text{п}} + S_{\text{бхик}}^{\text{к}}), \\
Q_{xni} &= S_{\Psi xi} + \sum_{k=1}^2 (S_{\text{схик}} - S_{\text{цхик}} - S_{\text{цхик}}^{\text{п}} - S_{\text{цхик}}^{\text{к}}), \\
Q_{xim} &= \sum_{k=1}^2 (S_{\text{бхик}} + S_{\text{бхик}}^{\text{п}} + S_{\text{бхик}}^{\text{к}}), \quad Q_x = - \sum_{i=1}^2 S_{\Psi xi} - \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 S_{\text{схик}}.
\end{aligned}$$

Аналогичные математические модели разработаны и для других рельсовых экипажей [4–8]. С использованием разработанной математической модели проведены обширные теоретические исследования по изучению пространственных колебаний пассажирских вагонов новых моделей производства Крюковского вагоностроительного завода. Исследования проводились в рабочем диапазоне скоростей 20...200 км/ч на различных участках пути. Результаты расчетов подтвердили правильность конструкторских решений [9].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин Е. П. Математическая модель пространственных колебаний четырехосного рельсового экипажа / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Н. И. Морозов; Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Д., 1986. – 39 с. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 29.09.86, № 7252 ж. д.
2. Carter F.W. On the Action of a Locomotive Driving Wheel // Proc. Royal Soc. – vol. 112, ser. A. – 1926. – P. 151–157.
3. Carter F.W. On the Stability of Running of Locomotives // Proc. Royal Soc. – vol. 121, ser. A. – 1928. – P. 585–611.
4. Данович В. Д. Математическая модель пространственных колебаний электровоза с модернизированной схемой соединения кузова с тележками / В. Д. Данович, М. Л. Коротенко, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая // Транспорт: Межвуз. сб. науч. тр. – Д.: Січ. – 1999. – С. 183–190.
5. Мямлін С. В. Вплив додаткових зв'язків між елементами ходових частин на динаміку вантажного вагона // Міжнар. симпозіуму Українських інженерів-механіків: Тези доп. – Львів: Львівська політехніка. – 1995. – С. 75.
6. Мямлин С. В. Математическая модель для исследования динамики электровоза / С. В. Мямлин, Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Л. А. Недужая // Материалы Междунар. научн.-техн. конф. «Современные проблемы машиноведения». – Гомель: ГПИ им. Сухого П. О. – 1996. – С. 99–100.

7. Блохин Е. П. Динамика вагона с дополнительными связями между элементами ходовых частей / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин // 2-я Международ. научно-техн. конф. «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта»: Тез. докл. Т. II. – М.: МИИТ. – 1996. – С. 92.
8. Blokhin E. Influence of railway vehicles models degree of detail on the results of wheel wear prediction / E. Blokhin, V. Danovich, S. Myamlin, V. Litwin // Proc. 2nd Mini Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Budapest: Techn. Univ. of Budapest. – 1996. – P. 297–303.
9. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.

Поступила в редколлегию 05.03.2005.

С. В. МЯМЛИН, А. Н. ПШИНЬКО, Е. А. ПИСЬМЕННЫЙ (ДИИТ),
В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ

Докладно розглянуто методику складання диференціальних рівнянь коливань рейкового екіпажа, що дозволяє визначити принципи «автоматичної» побудови цих рівнянь. Описано класи, що містять функції, які виконують усі необхідні операції над самими об'єктами і зв'язками, що їх з'єднують, і з яких може бути побудована модель екіпажа.

Подробно рассмотрена методика составления дифференциальных уравнений колебания рельсового экипажа, что позволило определить принципы «автоматического» построения этих уравнений. Описаны классы, которые содержат функции, выполняющие все необходимые операции над самими объектами и связями, их соединяющими, из которых может быть построена модель экипажа.

In article the technique of drawing up of the differential equations of fluctuation of rail crew that has allowed to define principles of «automatic» construction of these equations is in detail considered. Classes which contain the functions which are carrying out all necessary operations above objects and communications, their connecting from which the model of crew can be constructed are described.

В настоящее время существует множество математических моделей, описывающих пространственные колебания и динамическую нагруженность различных типов подвижного состава [1–5], однако большинство из них предназначено для моделирования какого-то одного типа подвижного состава. В настоящей работе предложен метод, позволяющий «собирать» модель любого типа подвижного состава. Рельсовый экипаж органично разделяется на объекты, в качестве которых могут быть выбраны элементы его конструкции. Например, для полувагона объектами динамической системы могут быть колесные пары, боковые рамы тележек, надрессорные балки и кузов, а для вагона с двойным рессорным подвешиванием – те же тела, только вместо боковых рам объектами являются рамы тележек.

Вначале рассмотрим методику составления уравнений пространственных колебаний объекта, на который действуют силы со стороны других объектов [6–9].

На рис. 1 показан объект и силы, действующие на него со стороны двух других объектов. Составим выражения для перемещений точек A и B объекта:

- для точки A

$$\left. \begin{aligned} Z_A &= L_Z - L_X\varphi + L_Y\theta, \\ Y_A &= L_Y + L_X\psi - L_Z\theta, \\ X_A &= L_X + L_Z\varphi - L_Y\psi; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

- для точки B

$$\left. \begin{aligned} Z_B &= L_Z - L_X\varphi - L_Y\theta, \\ Y_B &= L_Y + L_X\psi - L_Z\theta, \\ X_B &= L_X + L_Z\varphi + L_Y\psi, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $Z_A, Z_B, Y_A, Y_B, X_A, X_B$ – координаты точек A и B по осям Z, Y, X соответственно; φ, θ, ψ – углы поворота объекта вокруг осей X, Y и Z соответственно.

Как видно из уравнений (1) и (2), формулы определения перемещений во всех плоскостях для точек A и B отличаются только знаками перед $L_Y\theta$ и $L_Y\psi$, так как проекции этих точек на ось Y находятся по разные стороны от центра масс объекта. Для других точек выражения перемещений запишутся аналогично с учетом знаков перед L_X, L_Y и L_Z . Например, уравнения для точки D будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} Z_D &= L_Z + L_X\varphi - L_Y\theta, \\ Y_D &= L_Y - L_X\psi + L_Z\theta, \\ X_D &= L_X - L_Z\varphi + L_Y\psi. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Таким образом, если под величинами L_X, L_Y и L_Z понимать не абсолютные значения координаты точки на оси X, Y и Z , а учитывать знаки координаты, то для произвольной точки объек-

та уравнение перемещений можно записать в общем виде (4), где у величин L_X , L_Y и L_Z необходимо учесть знаки.

$$\left. \begin{aligned} Z &= L_Z - L_X\varphi + L_Y\theta, \\ Y &= L_Y + L_X\psi - L_Z\theta, \\ X &= L_X + L_Z\varphi - L_Y\psi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

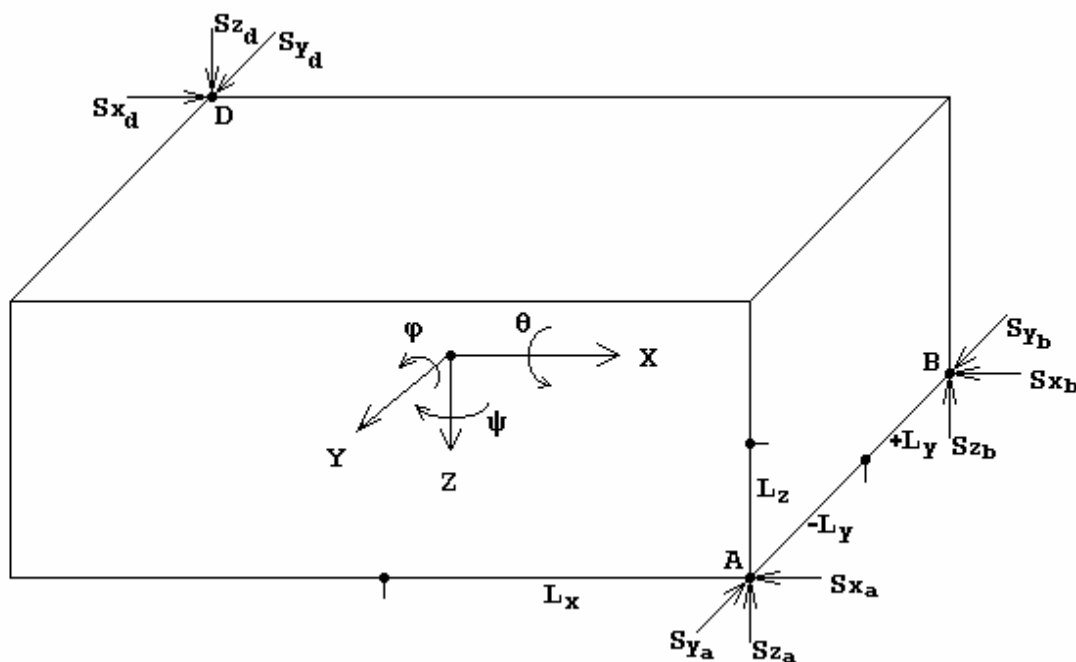


Рис. 1. Объект динамической системы

Рассмотрим методику составления уравнений динамики для объекта, изображенного на рис. 1. При этом будем считать, что силы (S_{ZA} , S_{ZB} , S_{ZD} , S_{YA} , S_{YB} , S_{YD} , S_{XA} , S_{XB} , S_{XD}), действующие на объект со стороны объекта, который расположен «ниже» по оси Z («правее» по оси Y или «дальше» по оси X), положительные, а силы, действующие со стороны объекта, который расположен «выше» по оси Z («левее» по оси Y или «ближе» по оси X), отрицательные. Тогда

$$\begin{aligned} m\ddot{Z} + S_{ZA} + S_{ZB} - S_{ZD} &= W, \\ m\ddot{Y} + S_{YA} + S_{YB} - S_{YD} &= 0, \\ m\ddot{X} + S_{XA} + S_{XB} - S_{XD} &= 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_Y\ddot{\varphi} - S_{ZA}(L_{XA} + L_{ZA}\varphi) - S_{ZB}(L_{XB} + L_{ZB}\varphi) - \\ - S_{ZD}(L_{XD} + L_{ZD}\varphi) + S_{XA}(L_{ZA} - L_{XA}\varphi) + \\ + S_{XB}(L_{ZB} - L_{XB}\varphi) + S_{XD}(L_{ZD} - L_{XD}\varphi) = 0, \\ J_Z\ddot{\psi} + S_{YA}(L_{XA} - L_{YA}\psi) + S_{YB}(L_{XB} - L_{YB}\psi) + \\ + S_{YD}(L_{XD} - L_{YD}\psi) - S_{XA}(L_{YA} + L_{XA}\psi) - \\ - S_{XB}(L_{YB} + L_{XB}\psi) - S_{XD}(L_{YD} + L_{XD}\psi) = 0, \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_X\ddot{\theta} + S_{ZA}(L_{YA} - L_{ZA}\theta) + S_{ZB}(L_{YB} - L_{ZB}\theta) + \\ + S_{ZD}(L_{YD} - L_{ZD}\theta) - S_{YA}(L_{ZA} + L_{YA}\theta) - \\ - S_{YB}(L_{ZB} + L_{YB}\theta) - S_{YD}(L_{ZD} + L_{YD}\theta) = 0, \end{aligned}$$

где m , W – соответственно масса и вес объекта; Z , Y , X – координаты центра масс объекта; J_Y , J_Z , J_X – моменты инерции объекта относительно соответствующих осей.

В формуле (5) выражения типа $S_{ZA}(L_{XA} + L_{ZA}\varphi)$ представляют собой моменты соответствующих сил, а сумма в скобках – изменяющиеся в зависимости от угла поворота плечи сил.

Для использования полученных выше уравнений динамики для составления программы вычислений их целесообразно переписать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{Z} &= W + \sum S_Z, \\ m\ddot{Y} &= \sum S_Y, \\ m\ddot{X} &= \sum S_X, \\ J_Z\ddot{\psi} &= \sum M_Z, \\ J_Y\ddot{\varphi} &= \sum M_Y, \\ J_X\ddot{\theta} &= \sum M_X. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Теперь в правых частях уравнений стоят суммы сил или суммы моментов сил. Для решения полученных уравнений динамики необходимо определить основные параметры объектов динамической системы. В качестве объектов рассматриваются кузов, элементы тележек, колесные пары. Перечень объектов и обозначения масс даны в табл. 1.

Таблица 1

Обозначения масс объектов рельсового экипажа

Объект модели	Условное обозначение массы
Экипаж	m_3
Кузов	m
Тележка	m_T
Рама тележки	m_p
Колесная пара	m_k

Помимо этого объектами модели «экипаж-путь», общими для всех типов рельсовых экипажей, являются приведенные массы пути – в вертикальной m_p^B и горизонтальной m_p^r плоскостях.

Для удобства расчетов кроме перечисленных основных параметров объектов введены некоторые дополнительные. Это, прежде всего, параметры, необходимые для расчетов движения экипажа на криволинейных участках пути, название объекта, указатель на экипаж, к которому относится данный объект, и некоторые другие.

Параметры объектов рельсовых экипажей приводятся в технической документации.

Теперь для составления уравнений динамики группы объектов необходимы уравнения связи, которые определяют зависимость величин сил в связях от величины относительных перемещений объектов.

Для линейной упруговязкой связи эта зависимость определяется выражением

$$S_1 = k\Delta + \beta\dot{\Delta}, \quad (7)$$

где k – жесткость связи в одном из трех направлений; $\Delta = D_2 - D_1$ (D_1 – перемещение в одном из трех линейных или угловых направлений «нижнего» объекта, D_2 – перемещение в одном из трех линейных или угловых направлений «верхнего» объекта); β – вязкость связи в одном из трех направлений; $\dot{\Delta} = \dot{D}_2 - \dot{D}_1$ (\dot{D}_1 , \dot{D}_2 – скорости перемещений соответствующих объектов).

Для моделирования пространственных колебаний реальных рельсовых экипажей необходимо использовать и другие возможные связи между объектами [6; 7; 9]:

1. Билинейная упруговязкая связь (рис. 2).

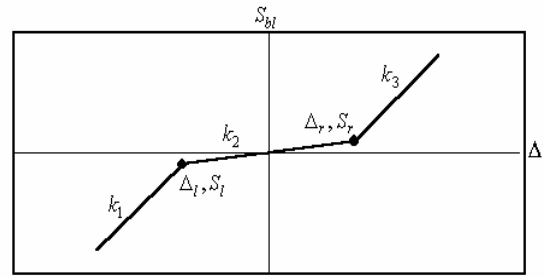


Рис. 2. Характеристика билинейной упруговязкой связи: Δ_l, S_l и Δ_r, S_r – координаты точек, в которых происходит изменение жесткости связи; k_1, k_2, k_3 – жесткость связи на соответствующих участках

Усилие в связи вычисляется по формуле (8)

$$\left. \begin{aligned} S_{bl} &= S_l + k_1(\Delta - \Delta_l) + \beta\dot{\Delta} && \text{при } \Delta \leq \Delta_l, \\ S_{bl} &= S_l + k_2(\Delta - \Delta_l) + \beta\dot{\Delta} && \text{при } \Delta_l < \Delta < \Delta_r, \\ S_{bl} &= S_r + k_3(\Delta - \Delta_r) + \beta\dot{\Delta} && \text{при } \Delta \geq \Delta_r. \end{aligned} \right\} (8)$$

Задавая различные значения параметров $\Delta_l, S_l, \Delta_r, S_r$ и k_1, k_2, k_3 , можно получить практически любую желаемую характеристику связи.

2. Связь типа «сухое трение» (рис. 3).

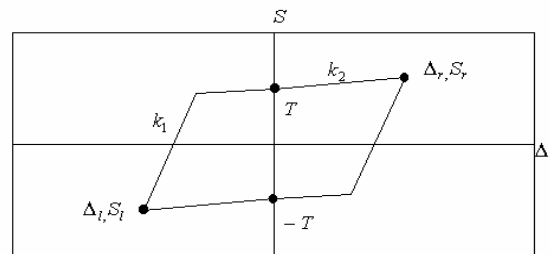


Рис. 3. Характеристика связи типа «сухое трение»: T – сила сухого трения; k_1, k_2 – жесткости соответствующих участков характеристики связи

Усилие в связи вычисляется по формуле (9)

$$\left. \begin{aligned} T &= fN, \\ S_d &= k_2\Delta + \beta\dot{\Delta} + T \operatorname{sign}(\dot{\Delta}) && \text{при } \Delta_l < \Delta < \Delta_r, \\ S_d &= S_r + k_1(\Delta - \Delta_r) && \text{при } \Delta \geq \Delta_r, \\ S_d &= S_l + k_1(\Delta - \Delta_l) && \text{при } \Delta \leq \Delta_l, \end{aligned} \right\} (9)$$

где f – коэффициент трения; N – сила, действующая по нормали к поверхности трения.

3. Связь между колесом и рельсом (крип) (рис. 4).

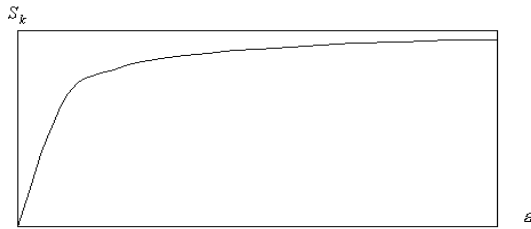


Рис. 4. Характеристика связи между колесом и рельсом (крип):
 ε – относительная скорость проскальзывания колеса по рельсу; S_k – полная сила крипа

Проскальзывания и силы крипа, согласно теории Картера, определяются следующими выражениями [6; 10; 11]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \left(\frac{b\dot{\psi}}{V} + \frac{\Delta r}{r} \right), \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{V} (\dot{y}_{кр} - r\dot{\theta}) - \psi, \\ \varepsilon &= \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2}, \\ f &= 235P - 2,4P^2 + 0,01P^3, \\ h &= \frac{f}{Pf_T}, \\ F &= \frac{f}{\sqrt{1+h^2\varepsilon^2}}, \\ S_k &= -F\varepsilon, \quad S_{kx} = -F\varepsilon_x, \quad S_{ky} = -F\varepsilon_y, \end{aligned} \quad (10)$$

где b – половина расстояния между точками контакта колес одной колесной пары с рельсами; ψ – влияние колесной пары; $\dot{y}_{кр}$ – поперечное смещение колесной пары относительно рельса; Δr – отклонение от среднего значения радиуса колеса; θ – боковая качка колесной пары; f_T – коэффициент трения колеса о рельс; S_{kx} , S_{ky} – силы крипа в горизонтальном продольном и горизонтальном поперечном направлениях соответственно.

Перечисленные выше типы динамических связей используются в рельсовых экипажах. Анализ выражений (7)–(10) и рис. 1 позволяют определить основные параметры связей. Во-первых, это направления связи (вертикальная, горизонтальная продольная и горизонтальная поперечная), во-вторых, объекты, к которым приложена каждая связь, в-третьих, координаты точек приложения связи к объектам (на рис. 1 обозначены L_X , L_Y , L_Z), в-четвертых, деформация и скорость деформации связи – для расчета сил в связи. Полный текст программы вычислений характеристик связей между телами рельсовых экипажей приведен в [6].

Таким образом, подробное рассмотрение методики составления дифференциальных уравнений колебания рельсового экипажа позволило определить принципы «автоматического» построения этих уравнений. Разработаны классы для описания объектов и связей рельсового экипажа. Описанные выше классы содержат функции, выполняющие все необходимые операции над самими объектами и связями, их соединяющими. То есть классы, описывающие объекты и связи рельсового экипажа как механической системы, являются теми «кирпичиками», из которых может быть построена («собрана») модель экипажа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин Е. П. Математическая модель пространственных колебаний четырехосного рельсового экипажа / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Н. И. Морозов; Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Д., 1986. – 39 с. – Рус.-Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 29.09.86, № 7252 ж. д.
2. Коротенко М. Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания / М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Проблемы механики наземного транспорта: Межвуз. сб. науч. тр. – Д.: ДИИТ, 1973. – Вып. 199/25. – С. 3–13.
3. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / Под ред. В. Ф. Ушкалова. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
4. М. Ф. Вериго, Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган – М.: Транспорт, 1986. – 560 с.
5. Гарг В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
6. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
7. Мямлин С. В. Методика моделирования пространственных колебаний железнодорожного экипажа // Залізничний транспорт України. – 2001. – № 2. – С. 2–5.
8. Pshin'ko O. Simulation of vehicle dynamic loading by means of object-oriented programming / O. Pshin'ko, Y. Blokhin, S. Myamlin // Archives of transport. Polish academy of sciences. Committee of transport. – 2002. – Vol. 14, issue 1. – P. 67–75.
9. Blokhin Y. P. Mathematical modeling of body braces in a railway vehicle / Y. P. Blokhin, S. V. Myamlin, O. M. Pshin'ko // Problemy eksploatacji: Kwartalnik. – Radom: Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji. – 2002. – № 1. – P. 269–276.
10. Carter F. W. On the Action of a Locomotive Driving Wheel // Proc. Royal Soc. – Vol. 112, ser. A. – 1926. – P. 151–157.
11. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives // Proc. Royal Soc. – Vol. 121, ser. A. – 1928. – P. 585–611.

Поступила в редколлегию 25.02.2005.

Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця), А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ),
А. В. ДОНЧЕНКО (Український науково-дослідницький інститут вагостроєння),
Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця)

ОСНОВНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Запропоновано наводитися опис основних динамічних показників якостей пасажирського вагона його впливу на колію. А також описано алгоритм оцінки стійкості руху за Ляпуновим.

Предложено описание основных динамических показателей качества пассажирского вагона и его воздействия на путь. А также описан алгоритм оценки устойчивости движения по Ляпунову.

In article the description of the basic dynamic parameters of quality of the carriage and its influence on a way is resulted. And also the algorithm of an estimation of stability of movement on Lyapunov is described.

Для оценки динамических качеств вагона и воздействия его на путь при движении по прямолинейным участкам пути определяются следующие динамические показатели (здесь использованы обозначения для математической модели в обычной постановке):

- в вертикальной плоскости:

1) коэффициент вертикальной динамики обрессоренной части вагона по силам в центральном рессорном подвешивании определяется как отношение динамической добавки вертикальной силы в одном центральном рессорном комплекте к статической нагрузке, приходящейся на один комплект:

$$k_{двij}^o = \frac{S_{uzij}}{mg/4};$$

2) коэффициент вертикальной динамики необрессоренной части вагона по силам в буксовом подвешивании определяется как отношение динамической добавки вертикальной силы в одном буксовом рессорном подвешивании к статическому давлению колеса на рельс $P_{ст}$

$$k_{двimj}^н = \frac{S_{bzimj}}{P_{ст}};$$

3) коэффициент вертикальной динамики пути по силам взаимодействия колес и рельсов определяется как отношение вертикальной силы взаимодействия колеса и рельса к статическому давлению колеса на рельс:

$$k_{двimj}^п = \frac{S_{vzimj}}{P_{ст}};$$

4) ускорения пятников кузова вагона в долях g :

$$\frac{\ddot{z}_{ni}}{g} = \frac{\ddot{z} + (-1)^i l\ddot{\phi}}{g};$$

5) перевалка кузова относительно тележек $\Delta\theta_i$;

6) соответствующие линейные и угловые перемещения элементов рельсового экипажа в вертикальной плоскости;

- в горизонтальной плоскости:

1) коэффициент горизонтальной динамики обрессоренной части вагона по силам в центральном рессорном подвешивании определяется как отношение горизонтальной поперечной силы в одном центральном рессорном комплекте к статической нагрузке, приходящейся на один комплект:

$$k_{дгij}^o = \frac{S_{cyij}}{mg/4};$$

2) коэффициент горизонтальной динамики необрессоренной части вагона по силам в буксовом подвешивании определяется как отношение суммы горизонтальных поперечных сил в буксовых рессорных комплектах одной колесной пары (рамная сила $H_{рим}$) к статической осевой нагрузке $P_{ос} = P_{ст}$:

$$k_{дгim}^н = \frac{\sum_{j=1}^2 S_{byimj}}{2P_{ст}} = \frac{H_{рим}}{P_{ос}};$$

3) коэффициент горизонтальной динамики пути по горизонтальным силам взаимодействия колес и рельсов определяется как отношение горизонтальных поперечных сил взаимодействия колеса и рельса к статическому давлению колеса на рельс:

$$k_{гвimj}^n = \frac{S_{вyimj}}{P_{ст}};$$

4) ускорения пятников кузова вагона в долях g :

$$\frac{\ddot{y}_{ni}}{g} = \frac{\ddot{y} + (-1)^i l\ddot{\psi} - h\ddot{\theta}}{g};$$

5) отжатия рельсов y_{rimj} и боковые силы, равные

$$H_{бimj} = y_{rimj} \kappa_p,$$

где κ_p – жесткость рельсов в горизонтальном поперечном направлении;

6) боковой относительный смещение колесных пар y_{kim} ;

7) забегание боковин $x_{бi1} - x_{бi2}$;

8) влияние колесной пары ψ_{kim} ;

9) влияние тележки относительно кузова $\Delta\psi_i$.

По криволинейным участкам пути определяются следующие динамические показатели:

1) направляющие силы определяются как произведение полной вертикальной силы взаимодействия колеса и рельса на тангенс угла наклона поверхности катания колеса к плоскости пути:

$$H_{nimj} = (S_{вzimj} + P_{ст}) \operatorname{tg} \alpha_{imj};$$

2) коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса

$$K_y = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta} \frac{P_b}{P_6} \geq [K_y],$$

где β – угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса с горизонталью, для колес со стандартным профилем $\beta = 600$; μ – коэффициент трения поверхностей колес и рельсов, принимается $\mu = 0,25$; P_b – вертикальная нагрузка от набегающего колеса на рельс; P_6 – боковое усилие взаимодействия гребня набегающего колеса и головки рельса; $[K_y]$ – допускаемое значение коэффициента запаса устойчивости;

3) фактор износа (по направляющим силам) определяется как произведение направляющей силы на угол набегания колесной пары (при положительной кривизне кривой рассматривается фактор износа на левом рельсе, т. е. при $\psi_{kim} < 0$):

$$\Phi_{im1} = H_{nim1} |\psi_{kim}|.$$

Для каждого из динамических показателей определяются минимальное значение (F_{min}), абсцисса пути, при которой оно было достигнуто (X_{min}), максимальное значение (F_{max}), соответствующая абсцисса пути (X_{max}), среднее значение на участке (M), дисперсия (D), среднее квадратичное значение (S) и максимально вероятное значение ($M + 2,5|S|$) при доверительной вероятности $P_d = 0,95$.

Одним из важных динамических показателей является плавность хода.

Согласно ОСТ 24.050.16-85 [1] оценка плавности хода W производится по формуле

$$W = (q_m \sigma_H)^{0,3}, \quad (1)$$

где $q_m = 1,34$ или $1,71$ для вертикальных или горизонтальных колебаний соответственно; σ_H – среднее квадратичное значение процесса ускорения, откорректированного «физиологическим» фильтром с нормированной частотной характеристикой $q_H(f)$.

Нормированная частотная характеристика «физиологического» фильтра имеет вид

$$q_H(f) = A \frac{2\pi f T_4}{v_1 + (2\pi f T_4)^2} \frac{\sqrt{v_1 + (2\pi f T_3)^2}}{\left(1 - \frac{f^2}{f_0^2}\right) + (2\pi f T_1)^2}, \quad (2)$$

где f – частота, Гц; резонансная частота

$$f_0 = \frac{1}{2\pi v T_1 T_2}.$$

Передаточная функция такого фильтра выражается формулой

$$Q(p) = A \frac{p T_4}{1 + p T_4} \cdot \frac{1 + p T_3}{1 + p T_1 + p^2 T_1 T_2}. \quad (3)$$

Вычислять частотную характеристику (2) непосредственно по приведенной формуле возможно при проведении исследований в частотной области. Поскольку в данной работе проводится интегрирование системы дифференци-

альных уравнений, то есть расчеты выполняются во временной области, то необходимо моделировать указанную частотную характеристику системой дифференциальных уравнений. Этот переход осуществлен в работе [2].

Если принять, что $x(t)$ – сигнал, поступающий на вход фильтра, а $Z(t)$ – сигнал, снимаемый с его выхода, то, обозначив их преобразование Лапласа в виде \bar{x} и \bar{z} , получим

$$\left(p + \frac{1}{T_4}\right) \left(p^2 + \frac{1}{T_2}p + \frac{1}{T_1 T_2}\right) \bar{z} = A \frac{T_3}{T_1 T_2} \left(p^2 + \frac{1}{T_3}p\right) \bar{x}. \quad (4)$$

Допустим, что дифференциальные уравнения системы, имеющей передаточную функцию (3), можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{T_2 - T_1}{T_2 T_3}; \quad a_2 = \frac{T_1 T_3 - T_1 T_2 - T_2 T_3}{T_1 T_2 (T_3 - T_2)}; \quad a_3 = \frac{T_1 T_2 - T_1 T_3 - T_3^2}{T_1 (T_3 - T_2)^2}; \\ b_1 &= \frac{1}{T_4}; \quad c_1 = c_2 = A \frac{T_3}{T_1 T_2}; \quad d_2 = 1; \quad d_3 = \frac{T_3}{T_1 (T_3 - T_2)}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Дополнив систему (5) уравнением для вычисления дисперсии D сигнала z на интервале времени T и подставив численные значения T_1, T_2, T_3 и T_4 , взятые из ОСТ 24.050.16, получим:

$$\left. \begin{aligned} \dot{z} &= -16,75y - 3,12z - \frac{31,2}{m}x; \\ \dot{y} &= 28,1y + \frac{31,2}{m}x + u; \\ \dot{u} &= -2875y - 64,7u; \\ \dot{D} &= \frac{1}{T - \tau} z^2 \sigma_0(t - \tau), \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где m – масштаб x измеренного процесса; D – дисперсия процессов на выходе «физиологического» фильтра, среднее квадратичное значение которой подставляем в формулу (1); T – время решения; τ – период затухания переходного процесса в фильтре,

$$\sigma_0(t - \tau) = \begin{cases} 0, & t < \tau; \\ 1, & t \geq \tau. \end{cases}$$

Система уравнений (8) может решаться численно с помощью любой ЭВМ с постоянным шагом интегрирования, равным шагу квантования исследуемого процесса. В системе (8) последнее уравнение может быть исключено, а текущее значение дисперсии D вычисляется

$$\left. \begin{aligned} \dot{z} &= a_1 y - b_1 z + c_1 x; \\ \dot{y} &= -a_2 y + c_2 x + d_2 u; \\ \dot{u} &= -a_3 y - d_3 u. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнения (5) в операторной форме преобразуются так

$$\begin{aligned} (p + b_1) \left[p^2 + (a_2 + d_3)p + (a_2 d_3 + a_3 d_2) \right] \bar{z} &= \\ = c_1 \left[\left(p^2 + a_2 + d_3 + \frac{c_3}{c_1} a_1 \right) p + \right. & \\ \left. + \left(a_2 d_3 + a_3 d_2 + \frac{c_2}{c_1} a_1 d_3 \right) \right] \bar{x}. & \quad (6) \end{aligned}$$

Из сопоставления выражений (4) и (6) следует:

обычными методами. По этому алгоритму можно оценить плавность хода экипажа при теоретических исследованиях.

Таким образом, описанная процедура моделирует «физиологический» фильтр системой трех дифференциальных уравнений первого порядка. Двумя такими системами и дополнены разработанная математическая модель и программа вычислений (одна для вертикальных ускорений, другая – для горизонтальных поперечных ускорений). В результатах расчетов приводятся значения показателей вертикальной (W_B) и горизонтальной поперечной (W_r) плавности хода.

В тех случаях, когда движение рельсовых экипажей является устойчивым по Ляпунову, обычно силы взаимодействия экипажа и пути в горизонтальной плоскости и его перемещения невелики. Поэтому исследования устойчивости движения рельсовых экипажей предваряют исследования взаимодействия экипажа и пути. В данной работе также предварительно выполнено исследование устойчивости движения рельсовых экипажей с различными характеристиками рессорного подвешивания и конструктивными особенностями тележек.

Исследование устойчивости движения рельсового экипажа производится по первому приближению Ляпунова [3], для чего необходимо предварительно выполнить линеаризацию нелинейной системы дифференциальных уравнений движения.

При линеаризации вводятся дополнительные допущения: сухое трение заменяется эквивалентным вязким; пята кузова является шарнирной с упругой связью; зазоры между скользунами отсутствуют, а сами скользуны имеют упругую характеристику; профиль поверхности катания колеса предполагается линейным; зазор в рельсовой колее не рассматривается; силы псевдоскольжения определяются по теории Картера, т. е. линейно зависят от проскальзывания колес и не зависят от вертикального давления колеса на рельс (коэффициент псевдоскольжения принят постоянным); путь в вертикальном направлении принимается жестким, а в горизонтальном поперечном направлении – упругим; неровности пути отсутствуют.

Система дифференциальных уравнений после линеаризации принимает следующий вид:

$$A\ddot{\vec{q}} + B\dot{\vec{q}} + C\vec{q} = 0, \quad (9)$$

где A , B , C – матрицы соответственно инерционных, диссипативных и квазиупругих коэффициентов, причем в матрицы B и C включены соответствующие слагаемые сил псевдоскольжения; \vec{q} – вектор обобщенных координат.

После приведения системы линейных дифференциальных уравнений (9) к нормальной форме Коши получим:

$$\dot{\vec{x}} = D\vec{x}, \quad (10)$$

где D – матрица коэффициентов уравнений, имеющая следующий вид:

$$D = \begin{bmatrix} 0 & E \\ -A^{-1}C & -A^{-1}B \end{bmatrix}, \quad (11)$$

где E – единичная матрица; A^{-1} – обратная матрица; \vec{x} – вектор фазовых координат.

Для исследования устойчивости движения определяются собственные числа λ_i матрицы D , которые затем располагаются в порядке убывания вещественных частей $h_i = \operatorname{Re} \lambda_i$. По величине наибольшей вещественной части h_{\max}

судят об устойчивости движения рельсового экипажа: если $h_{\max} < 0$ – движение экипажа асимптотически устойчиво, если $h_{\max} > 0$ – движение экипажа неустойчиво. Величина h_{\max} зависит от скорости движения. Строится график этой зависимости $h_{\max}(V)$. Скорость, при которой величина наибольшей вещественной части h_{\max} собственных чисел матрицы D меняет свой знак, называется критической скоростью движения $V_{\text{кр}}$. Для определения этой скорости находятся величины скорости движения V^- , при которой наибольшая вещественная часть собственных чисел еще отрицательна (h_{\max}^-), а затем величина скорости движения V^+ , при которой наибольшая вещественная часть уже положительна. После этого критическая скорость движения определяется по формуле

$$V_{\text{кр}} = \frac{h_{\max}^+ \cdot V^+ - h_{\max}^- \cdot V^-}{h_{\max}^+ - h_{\max}^-}. \quad (12)$$

При проведении теоретических исследований динамической нагруженности пассажирских вагонов конструкции Крюковского вагоностроительного завода на тележках различных моделей расчеты по определению устойчивости движения предшествовали определению динамических показателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода. ОСТ 24.050.16-85. – 16 с.
2. Манашкин Л. А. Оценка плавности хода железнодорожных экипажей с помощью ЭВМ / Л. А. Манашкин, Р. Б. Грановский, А. Р. Поплавская // Исследование колебаний подвижного состава. – Д.: ДИИТ. – Вып. 158. – 1975. – С. 103–106.
3. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – К.: Наук. думка, 1972. – 193 с.

Поступила в редколлегию 05.03.2005.

ПРОГРАММА ВЫЧИСЛЕНИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Наведено опис алгоритму складання програми розрахунку динамічних показників пасажирського вагона з використанням об'єктно-орієнтованого моделювання, яке застосовувалося для виконання теоретичних досліджень пасажирських вагонів з різними характеристиками.

Приводится описание алгоритма составления программы вычислений динамических показателей пассажирского вагона с применением объектно-ориентированного моделирования, которое использовалось для выполнения теоретических исследований пассажирских вагонов с различными характеристиками.

In article the description of algorithm of drawing up of the program of calculations of dynamic indexes of the carriage with use of object-oriented simulation which was used for performance of theoretical researches of carriages with various characteristics is resulted.

Известно, что при теоретических исследованиях динамики рельсовых экипажей рассматриваются не реальные детали и узлы, а идеализированные объекты, которые отражают в той или иной степени основные свойства действительных конструкций. Поскольку деталей и узлов в экипажах много и они взаимосвязаны друг с другом, то в результате имеем достаточно сложную динамическую систему, движение которой описывается системой дифференциальных уравнений высокого порядка. Решение таких сложных систем дифференциальных уравнений – задача непростая, поэтому первые исследования динамики экипажей сводились к изучению колебаний по упрощенным расчетным схемам в виде подпружиненной массы. Еще в конце XIX – начале XX века выдающимися учеными А. Н. Крыловым, С. П. Тимошенко, Н. Е. Жуковским, а впоследствии В. А. Лазаряном и другими в такой постановке были решены задачи о вертикальных колебаниях вагона на рессорах различных типов, движущегося по изолированной неровности пути; о соударении двух вагонов; о продольном ударе колеса о рельс; об определении частот собственных колебаний и области возможных резонансных явлений. Затем колебания экипажей рассматривались по более сложным расчетным схемам, исследовались отдельно колебания в вертикальной и горизонтальной поперечной плоскостях симметрии. С развитием вычислительной техники расчетные схемы усложнялись. Учитывались нелинейности в связях между деталями вагонов, изучались совместные вертикальные, горизонтальные поперечные и горизонтальные продольные колебания, уточнялись и усложнялись модели возмущений, действу-

ющих на экипаж со стороны пути. Рядом ученых разработаны математические модели и программы вычислений для исследования пространственных колебаний рельсовых экипажей.

Создание этих программ по времени совпало с возникновением программирования как средства решения задач прикладных наук. В то время существовал и поддерживался средствами алгоритмических языков стиль процедурного программирования. Господствующей была следующая парадигма: определите, какие процедуры вам нужны, используйте лучшие алгоритмы, которые только сможете найти [1].

В языках программирования эта парадигма поддерживалась функциями, обеспечивающими передачу параметров и возврат результата. Основные проблемы такого программирования состояли в том, чтобы определить, каким способом передавать параметры, как различать виды параметров и функций. Для расширения возможностей функций использовались процедуры, подпрограммы и макроопределения. Функции предназначались для того, чтобы упростить понимание и упорядочить процесс реализации алгоритма решения поставленной задачи. Первыми из процедурных языков были Фортран, Алгол. Позже появились Паскаль и С. Эти языки программирования поддерживали тот же процедурный стиль программирования.

Решение любой задачи средствами программирования является не чем иным, как правильным с точки зрения используемого алгоритма управлением данными. Поэтому с течением времени в программировании больше внимания стали уделять не разработкам функций, а организации данных. Это было первым шагом к ограничению доступа к данным, что привело,

с одной стороны, к увеличению размеров программ, а с другой – к значительному снижению количества ошибок при разработке и как следствие к сокращению времени разработки программ. Набор взаимосвязанных процедур и данных, которыми они оперируют, назывался модулем, а этот стиль программирования – соответственно модульным программированием. С изменением стиля изменилась и парадигма программирования: определите, какие модули вам нужны, расчленив программу так, чтобы данные были скрыты в модулях.

Программные модули, разработанные с использованием такого подхода, обладают весьма важным преимуществом: ввиду своей универсальности они предполагают повторное использование разработчиками программ без изменения кода. В этом стиле разработано большинство библиотек прикладных программ, реализующих математические процедуры поиска решений систем уравнений, численного интегрирования и многие другие. Поскольку данные – это только один из элементов, «спрятанных» от пользователя, то со временем идея ограничения доступа к ним обобщается до концепции «скрытия информации», т. е. имена переменных, констант, функций и типы данных также локализируются в пределах модуля. Первым языком, поддерживающим парадигму модульного программирования, был Модуль-2. Разработанный на базе языка С, новый язык программирования С++ хотя и не был специально ориентирован на поддержку данного стиля программирования, однако реализованная в рамках этого языка концепция класса поддерживает модульность.

Стиль модульного программирования в конечном итоге приводит к идее сосредоточения контроля над всеми данными одного типа в одном управляющем модуле. Такой подход к управлению данными дал возможность определять новые, существенно отличающиеся от встроенных в язык программирования, имеющие свои внутренние компоненты типы данных. В связи с этим каждый модуль управления данными должен обеспечить: во-первых, отдельный механизм для создания переменных нового типа, во-вторых, наличие процедур, реализующих алгоритм «поведения» переменных данного типа, и в-третьих, механизм доступа к компонентам этих переменных. Такой подход к разработке программ получил название «абстракция данных». С изменением стиля программирования меняется и его парадигма: определите, какие типы данных вам понадобятся, заготовьте полный набор операций для каждого типа.

Новые разработанные в программе типы данных часто называют пользовательскими типами. Такие языки программирования, как Ада и С++ обеспечивают реализацию данного стиля. В языке программирования С++ пользовательские типы данных называются классами. В рамках класса могут быть определены сколь угодно сложные, имеющие множество компонент данные. Однако при данном подходе не существует иного способа адаптировать тип к повторному употреблению в другом контексте, кроме как заново описать его. Например, класс геометрических фигур может быть описан следующим образом (этот пример часто приводится в литературе, например в работах [1; 2], как наиболее наглядный):

```
// окружность, треугольник, квадрат
enum Kind { circle, triangle, square };
class Shape
{
    int CenterX, CenterY; // координаты центра фигуры
    int Color;           // цвет фигуры
    Kind k;              // тип конкретной фигуры
    // другие параметры
public:
    void Move( int X, int Y ); // переместить фигуру
    void Draw();              // нарисовать фигуру
    void Rotate( int Angle); // повернуть фигуру
    // другие функции
};
```

В данном случае поле типа фигуры (переменная k) необходимо для того, чтобы функции Draw() и Rotate() «знали», с какой разновидностью фигуры они имеют дело, т. к. очевидно, что процедура отрисовки или поворота окружности совсем не то же, что аналогичные процедуры для квадрата или треугольника. Получается, что подобные функции должны «знать» обо всех типах фигур, которые только существуют. Следовательно, если ввести в систему новую фигуру, то необходимо переписать часть функций. Поскольку включение новых фигур подразумевает воздействие на код каждой существенной операции над фигурами, это требует большого умения и будет служить потенциальным источником ошибок в коде, относящемуся к ранее созданным фигурам.

В данном случае проблема заключается в том, что отсутствует различие между общими свойствами фигур, такими как цвет и положение их центра, и свойствами, присущими конкретной фигуре (для окружности это радиус, для квадрата – длина стороны, для треугольника – длины трех сторон). Языки программирования, снабженные конструкциями, в которых явно выражено и может быть использовано это

различие, поддерживают парадигму (ООП): определите, какие классы вам нужны, заготовьте полный набор операций для каждого класса, выразите общие свойства явным образом, используя наследование.

Термин «наследование» позволяет решить проблему, о которой шла речь выше. Продолжая пример о геометрических фигурах, опишем класс, определяющий общие свойства фигур [1]:

```
class Shape
{
    int CenterX, CenterY;
    int Color;
    // другие параметры
public:
    void Move( int X, int Y );
    virtual void Draw();
    virtual void Rotate( int Angle);
    // другие функции
}.
```

Функции, у которых известен интерфейс вызова, но реализация не может быть определена в общем случае, а только для конкретных фигур, называются виртуальными. Этот термин означает, что функция может быть переопределена в производном классе. Чтобы определить конкретную фигуру, нужно указать, что она обладает общими свойствами фигур, и дополнить описание ее собственными свойствами:

```
class Circle : public Shape
{
    int Radius;
public:
    void Draw();
    void Rotate( int Angle);
}.
```

Данная запись означает, что кроме свойств, присущих всем фигурам (положение центра и цвет), окружность обладает собственным свойством (радиус). Класс Circle называется производным классом от класса Shape.

Применение объектно-ориентированного программирования для решения разных задач требует нахождения общности между различными типами данных, что может оказаться непростой задачей, которую необходимо тщательно проработать на этапе проектирования системы. Здесь работы необходимо осуществ-

лять по двум направлениям: во-первых, разрабатывать классы как блоки, из которых могут составляться другие типы данных, и во-вторых, поиск вестей в классах тех свойств, которые могут быть переданы базовым классам. В целом процесс проектирования программного обеспечения с использованием принципов ООП можно разбить на следующие этапы [1]:

1. Поиск классов и их основных взаимных связей. Выделение основных свойств и отнесение их к базовым классам.

2. Уточнение классов путем задания множества операций над ними.

3. Определение взаимозависимости классов путем установления наследования свойств или подчинения.

4. Определение отношения внутри классов путем разделения функций на приватные, открытые и, при необходимости, защищенные.

Эти этапы определяют не окончательный алгоритм построения системы, а лишь основные шаги итеративного процесса построения системы. Обычно требуется повторить эти шаги несколько раз, прежде чем будет выработан проект, который в достаточной степени подходит для начальной реализации. Полное описание программы вычислений приведено в Свидетельстве о регистрации прав на произведение [3].

Таким образом, описан алгоритм составления программы вычислений динамических показателей пассажирского вагона с использованием объектно-ориентированного моделирования, которое использовалось для выполнения теоретических исследований пассажирских вагонов с различными характеристиками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
2. Страуструп Б. Язык программирования C++. – К.: Диасофт, 1993. – 553 с.
3. Свідощво про реєстрацію авторського права на твір № 7305. Комп'ютерна програма «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL») / Мямлін С. В.; Зареєстр. 20.03.2003.

Поступила в редколлегию 19.02.2005.

О. М. ПШІНЬКО, С. В. МЯМЛІН, Ю. С. БАРАШ, О. М. ГНЕННИЙ (ДІП),
 Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця),
 В. І. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ (ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод»)

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИТРАТ НА РОЗРОБКУ, СТВОРЕННЯ, ОСВОЄННЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ СІМЕЙСТВА МОДЕЛЕЙ ВІТЧИЗНЯНИХ СУЧАСНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ДЛЯ ШВИДКІСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Наведено розрахунок економічної ефективності від реалізації проекту із впровадження сімейства моделей вітчизняних сучасних пасажирських вагонів для швидкісних перевезень на залізницях України.

Приведен расчет экономической эффективности от реализации проекта по внедрению семейства моделей отечественных современных пассажирских вагонов для скоростных перевозок на железных дорогах Украины.

In article calculation of economic efficiency from realization of the project on introduction of family of models of domestic modern carriages for high speed transportations on railways of Ukraine is resulted.

Оцінка економічної ефективності витрат на розробку, створення, освоєння виробництва та впровадження сімейства моделей вітчизняних сучасних пасажирських вагонів для швидкісних перевезень (далі – проект) виконано згідно з Методикою визначення економічної ефективності витрат на наукові дослідження і розробки та їх впровадження у виробництво, що затверджена Наказом Міністерства економіки та з питань європейської інтеграції та Міністерства фінансів України від 26.09.01 №218/446 яка відповідає основним сучасним принципам та методам оцінки ефективності інноваційно-інвестиційних проектів.

Згідно з вказаною методикою економічна ефективність упровадження науково-технічних розробок визначається за допомогою таких показників:

- чистий дисконтований дохід;
- індекс дохідності;
- період окупності інвестицій;
- внутрішня норма дохідності.

Виходячи з характеристик науково-технічних розробок, що досліджуються, оцінка економічної ефективності виконується за допомогою показників:

- чистий дисконтований дохід;
- внутрішня норма дохідності.

Чистий дисконтований дохід визначається за формулою (3.1) Методики:

$$ЧДД = \sum_{t=0}^T \frac{P_t}{(1+d)^t},$$

де ЧДД – чистий дисконтований дохід; t – роки реалізації інноваційно-інвестиційного проє-

кту; P_t – чистий грошовий потік у періоді t ; d – норма дисконту.

Чистий грошовий потік визначається як різниця між припливом та відтоком грошових коштів у періоді t .

Внутрішня норма дохідності визначається як розрахункова ставка дисконту, за якої сумарні чисті наведені результати від проекту дорівнюють сучасній вартості витрат на проєкт. Цей показник визначається розв'язанням рівняння відносно ставки дисконту:

$$\sum_{t=0}^T \frac{P_t}{(1+d)^t} = 0.$$

Витрати, пов'язані з проєктом, є ефективними, якщо чистий дисконтований дохід перевищує нуль, а внутрішня норма дохідності – ставку дисконту.

Ставка дисконту – це мінімальна норма доходу, яка достатня для залучення інвестицій в проєкт, що розглядається.

Ставка дисконту включає безризикову (чи базову) норму доходу та премії за ризик, низьку ліквідність об'єкта інвестування у порівнянні з безризиковим активом (або активом, що є базовим для визначення ставки дисконту).

Оскільки задача полягає у визначенні фактичної ефективності вже витрачених на наукові дослідження коштів, моментом до якого приводяться різночасові результати та витрати є початок серійного виробництва вітчизняних пасажирських вагонів з зазначеного сімейства.

Ставка дисконту для проекту, що розглядається, визначається виходячи з наступного:

- безризикова ставка приймається на рівні 6,5 % згідно з наказом Фонду державного майна України від 10.02.2005 р. № 273;

- премія за низьку ліквідність приймається на рівні безризикової ставки, тому що інвестиції, які розглядаються, є неліквідними, тобто реалізувати об'єкт інвестування без суттєвої втрати його ринкової вартості до закінчення життєвого циклу інвестицій практично неможливо;

- премія за ризик приймається на рівні галузевого ризику інвестування у залізничний транспорт за наказом Фонду державного майна України від 10.02.2005р. № 273 на рівні 1 %.

Таким чином, ставка дисконту для проекту, що розглядаються, становить:

$$d = 6,5 + 6,5 + 1 = 14 \% .$$

Одним з принципів визначення ефективності інноваційно-інвестиційних проектів є визначення результатів та витрат за допомогою порівняння ситуації «з проектом» та «без проекту». Тому чистий грошовий потік, який забезпечує проект, що розглядається, визначається виходячи з таких альтернатив:

- впровадження швидкісного руху з використанням вітчизняного вагона (ситуація «з проектом»);

- впровадження швидкісного руху з використанням імпортного вагона (ситуація «без проекту»).

Як аналог виступає пасажирський купейний вагон DWA (Німеччина). Для порівняння технічних параметрів нового вітчизняного вагона та закордонного аналога використовується інтегральний показник близькості ($K_{бл}$), що визначається за формулою:

$$K_{бл} = \prod_{i=1}^n \left(\frac{X_{об.i}}{X_{ан.i}} \right)^{\pm \alpha_i} ,$$

де $X_{об.i}$ – значення i -ої технічної характеристики для об'єкту, що розглядається; $X_{ан.i}$ – значення i -ої технічної характеристики для аналога; $\pm \alpha_i$ – «вага» i -го параметру, що відбиває його значимість для якості об'єкту. Знак «+» використовується коли з ростом показника підвищується якість, а «-» – навпаки. Сума абсолютних значень вагових коефіцієнтів дорівнює одиниці.

Якщо показник близькості більший за одиницю, об'єкт за технічними параметрами кращий за аналог.

Розрахунок показника близькості наведений в табл. 1.

Таблиця 1

Інтегральний показник близькості

Характеристика	Величина		Знак	Вага	$K_{бл}$
	Аналог	Об'єкт			
Пасажиромісткість, чол.	36	40	+	0,2	1,0213
Питома вага тари екіпірованого вагона, т/пас	1,575	1,55	-	0,15	1,0024
Питома довжина станційних колій, м/пас	0,682	0,667	-	0,1	1,0022
Питома кількість провідників, пр./пас	0,056	0,05	-	0,15	1,0171
Конструкційна швидкість, км/год	160	160 ¹ 200 ²	+	0,2	1,0000
Плавність руху W_z	3,1	2,84	-	0,1	1,0088
Плавність руху W_y	3,1	2,71	-	0,1	1,0135
Загальний результат				1	1,067

Примітка: 1) на візках звичайної конструкції; 2) на візках моделі 68-7007.

Таким чином, за своїми технічними параметрами вітчизняний вагон дещо краще за аналогічний закордонний. До того ж він обладнаний екологічним туалетом, інформаційною системою, телебаченням, мікропроцесорним пристроєм керування роботою електроустаткування і кліматичною установкою, що відсутнє у закордонного

аналога. Крім того, термін служби до списання (або виконання капітального ремонту з подовженням терміну служби) для вітчизняного вагона становить 30 років, а для аналога – 28 років. Все це свідчить про те, що розроблений вагон за своїми споживчими якостями та довговічністю перевищує закордонний аналог. При цьому пара-

метри вагонів досить близькі, що робить можливим їх пряме порівняння.

Для визначення чистого дисконтованого доходу проекту, що розглядається, необхідно визначити різницю в чистому грошовому потоці, що буде формуватися для залізничного транспорту України за рахунок використання вітчизняного вагона замість імпортного. Загальна формула для визначення чистого грошового потоку має такий вигляд:

$$ЧГП = (D - B) \cdot (1 - \gamma) + A \cdot \gamma - KB - \Delta BOK + \Delta ДЗ,$$

де $ЧГП$ – чистий грошовий потік; D – операційні доходи без непрямих податків; B – операційні витрати без амортизації; A – амортизаційні відрахування за податковим законодавством; γ – ставка податку на прибуток; KB – капітальні вкладення; ΔBOK – приріст власного оборотного капіталу; $\Delta ДЗ$ – приріст довгострокових зобов'язань.

Можна вважати, що тип вагонів безпосередньо не впливає на обсяги перевезень. Тому доходи від перевезень за ситуаціями «з проектом» та «без проекту» змінюватись не будуть. Теж саме можна казати про приріст власного оборотного капіталу та дострокової заборгованості.

Таким чином, чистий грошовий потік проекту, що розглядається, формується за рахунок відмінності у витратах на життєвий цикл вітчизняного вагона та аналога. При цьому, поточні експлуатаційні витрати, пов'язані з вагонами, близькі, та можуть не включатись до витрат на життєвий цикл. Різниця у витратах формується за рахунок різної ціни вагонів та витрат на їх ремонт.

Таким чином, чистий грошовий потік на один вагон визначається за формулою:

$$ЧГП_{\Pi} = -\Delta P(1 - \gamma) + \Delta A \cdot \gamma - \Delta KB,$$

де $ЧГП_{\Pi}$ – чистий грошовий потік, що забезпечує проект, в розрахунку на один вагон.

Продисконтувавши чисті грошові потоки на один вагон за весь життєвий цикл, можна підрахувати додатковий чистий дисконтований дохід, що забезпечує кожний новий вагон (придбання вітчизняного вагона замість імпортного).

Ціна нового вітчизняного вагона становить 3250 тис. грн без ПДВ, а імпортного аналога 7940 тис. грн (1,1 млн євро).

Витрати на ремонт вітчизняного вагона оцінюють в розмірі:

- деповський ремонт (ДР) 17 тис. грн;
- малий капітальний ремонт (КР1) 35 тис. грн;

– великий капітальний ремонт (КР2) 350 тис. грн;

– капітальний ремонт з подовженням терміну служби (КРП) 1200 тис. грн.

Очевидно, що витрати на ремонт імпортного аналога будуть вищі, в першу чергу, за рахунок більшої ціни запасних частин. Якщо прийняти, що коефіцієнт до ціни запасних частин дорівнює коефіцієнту співвідношення цін нових вагонів (2,44 раза), та питома вага запасних частин у складі витрат на ремонт становить 40 %, то коефіцієнт співвідношення витрат на ремонт становитиме:

$$0,4 \cdot 2,44 + 0,6 = 1,576 \text{ разів.}$$

Таким чином, витрати на ремонт закордонного аналога оцінюються у розмірі:

- деповський ремонт (ДР) 27 тис. грн;
- малий капітальний ремонт (КР1) 55 тис. грн;
- великий капітальний ремонт (КР2) 552 тис. грн;

– капітальний ремонт з подовженням терміну служби (КРП) 1891 тис. грн.

Вагони, що розглядаються, мають різний термін служби. За розрахунковий період приймається повний строк служби вітчизняного вагона, що потребує врахування для аналога придбання в кінці його служби нового вагона, та залишкової вартості цього вагона по закінченню розрахункового періоду. Залишкова вартість визначається методом стадії ремонтного циклу за формулою:

$$C_3 = C_n - \frac{C_n + \sum \text{Рем}}{T_n} \cdot T_{\phi} + \sum \text{Рем}_{\phi},$$

де C_3 – залишкова вартість вагона; C_n – вартість нового вагона; $\sum \text{Рем}$ – загальні витрати на ремонт упродовж життєвого циклу; T_n – повний строк служби; T_{ϕ} – строк служби вагону, вартість якого визначається; $\sum \text{Рем}_{\phi}$ – вартість ремонтів, що проведені на момент оцінки.

Новий вагон-аналог потрібно придбати на 41-му році, а розрахунковий період становить 43-и роки. Загальна вартість ремонтів за життєвий цикл становить 2962 тис. грн. Вартість цього вагона на 43-му році становитиме:

$$C_3 = 7940 - \frac{7940 + 2962}{41} \cdot 2 = 7408 \text{ тис. грн.}$$

Приріст операційних витрат та капітальних вкладень за рахунок придбання вітчизняного вагона замість імпортного визначається в табл. 2.

Витрати на життєвий цикл вагона, тис. грн

№ року	Аналог		Об'єкт		Приріст операційних витрат ΔP	Приріст капітальних вкладень ΔKB
	Вид робіт	Витрати	Вид робіт	Витрати		
0	Новий вагон	7940	Новий вагон	3250	0	-4690
1					0	
2	ДР	27	ДР	17	-10	
3					0	
4					0	
5	КР1	55	КР1	35	-20	
6					0	
7	ДР	27	ДР	17	-10	
8					0	
9					0	
10	КР1	55	КР1	35	-20	
11					0	
12	ДР	27	ДР	17	-10	
13					0	
14					0	
15	КР1	55	КР1	35	-20	
16					0	
17	ДР	27	ДР	17	-10	
18					0	
19					0	
20	КР2	552	КР2	350	-202	
21					0	
22	ДР	27	ДР	17	-10	
23					0	
24					0	
25	КР1	55	КР1	35	-20	
26					0	
27			ДР	17	17	
28	КРП	1891			0	-1891
29					0	
30	ДР	27	КРП	1200	-27	1200
31					0	
32			ДР	17	17	
33	КР1	55			-55	
34					0	
35	ДР	27	КР1	35	8	
36					0	
37			ДР	17	17	
38	КР1	55			-55	
39					0	
40			КР1	35	35	
41	Списання / новий	7940			0	-7940
42					0	
43	Залишок	-7408	Списання	0	0	7408

Для розрахунку амортизації з аналоговим обліком використовується ставка для третьої групи основних засобів, що дорівнює 6 % у квартал. Середня річна ставка амортизації становить:

$$100 \cdot (1 - (1 - 0,06)^4) \approx 21,9 \%$$

Розрахунок амортизаційних відрахувань наведений в табл. 3.

Розрахунок чистого грошового потоку та чистого дисконтованого доходу від одного вагона наведені в табл. 4.

Таким чином, додатковий чистий дисконтований дохід, що забезпечує придбання кожного нового вітчизняного вагона замість імпортного аналога становить 4,04 млн грн.

До грошових потоків проекту також необхідно включити витрати на науково-дослідницькі роботи, виготовлення дослідних зразків, освоєння та впровадження у виробництво нового сімейства вагонів, що становлять 350 млн грн.

Виходячи з прогнозованих обсягів придбання нових пасажирських вагонів для швидкісного руху в табл. 5 визначається чистий дисконтований дохід проекту в цілому.

Таблиця 3

Амортизація за життєвий цикл, тис. грн

№ року	Аналог		Об'єкт		Приріст амортизації ΔA
	Вартість на початок року	Амортизація	Вартість на початок року	Амортизація	
1	2	3	4	5	6
1	7940	1738,9	3250	712	-1026,9
2	6201,1	1358	2538	555,8	-802,2
3	4843,1	1060,6	1982,2	434,1	-626,5
4	3782,5	828,4	1548,1	339	-489,4
5	2954,1	646,9	1209,1	264,8	-382,1
6	2307,2	505,3	944,3	206,8	-298,5
7	1801,9	394,6	737,5	161,5	-233,1
8	1407,3	308,2	576	126,1	-182,1
9	1099,1	240,7	449,9	98,5	-142,2
10	858,4	188	351,4	77	-111
11	670,4	146,8	274,4	60,1	-86,7
12	523,6	114,7	214,3	46,9	-67,8
13	408,9	89,5	167,4	36,7	-52,8
14	319,4	69,9	130,7	28,6	-41,3
15	249,5	54,6	102,1	22,4	-32,2
16	194,9	42,7	79,7	17,5	-25,2
17	152,2	33,3	62,2	13,6	-19,7
18	118,9	26	48,6	10,6	-15,4
19	92,9	20,3	38	8,3	-12
20	72,6	15,9	29,7	6,5	-9,4
21	56,7	12,4	23,2	5,1	-7,3
22	44,3	9,7	18,1	4	-5,7
23	34,6	7,6	14,1	3,1	-4,5

1	2	3	4	5	6
24	27	5,9	11	2,4	-3,5
25	21,1	4,6	8,6	1,9	-2,7
26	16,5	3,6	6,7	1,5	-2,1
27	12,9	2,8	5,2	1,1	-1,7
28	10,1	2,2	4,1	0,9	-1,3
29	1898,9	415,9	3,2	0,7	-415,2
30	1483	324,8	2,5	0,5	-324,3
31	1158,2	253,6	1202	263,2	9,6
32	904,6	198,1	938,8	205,6	7,5
33	706,5	154,7	750,2	164,3	9,6
34	551,8	120,8	585,9	128,3	7,5
35	431	94,4	457,6	100,2	5,8
36	336,6	73,7	392,4	85,9	12,2
37	262,9	57,6	306,5	67,1	9,5
38	205,3	45	256,4	56,2	11,2
39	160,3	35,1	200,2	43,8	8,7
40	125,2	27,4	156,4	34,3	6,9
41	97,8	97,8	157,1	34,4	-63,4
42	7940	1738,9	122,7	26,9	-1712
43	6201,1	1358	95,8	95,8	-1262,2

Таблиця 4

Чистий дисконтований дохід одного вагону, тис. грн

№ року	Приріст операційних витрат ΔP	Приріст амортизації ΔA	Приріст капітальних вкладень ΔKB	Чистий грошовий потік $ЧГП_n$	Фактор поточної вартості $(1+d)^{-t}$	Поточна вартість	Чистий дисконтований дохід (ЧДД)
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0	-4690	4690	1	4690	4690
1	0	-1026,9		-256,7	0,87719	-225,17	4464,83
2	-10	-802,2		-193,1	0,76947	-148,58	4316,25
3	0	-626,5		-156,6	0,67497	-105,7	4210,55
4	0	-489,4		-122,4	0,59208	-72,47	4138,08
5	-20	-382,1		-80,5	0,51937	-41,81	4096,27
6	0	-298,5		-74,6	0,45559	-33,99	4062,28
7	-10	-233,1		-50,8	0,39964	-20,3	4041,98
8	0	-182,1		-45,5	0,35056	-15,95	4026,03

1	2	3	4	5	6	7	8
9	0	-142,2		-35,6	0,30751	-10,95	4015,08
10	-20	-111		-12,8	0,26974	-3,45	4011,63
11	0	-86,7		-21,7	0,23662	-5,13	4006,5
12	-10	-67,8		-9,5	0,20756	-1,97	4004,53
13	0	-52,8		-13,2	0,18207	-2,4	4002,13
14	0	-41,3		-10,3	0,15971	-1,65	4000,48
15	-20	-32,2		7	0,1401	0,98	4001,46
16	0	-25,2		-6,3	0,12289	-0,77	4000,69
17	-10	-19,7		2,6	0,1078	0,28	4000,97
18	0	-15,4		-3,9	0,09456	-0,37	4000,6
19	0	-12		-3	0,08295	-0,25	4000,35
20	-202	-9,4		149,2	0,07276	10,86	4011,21
21	0	-7,3		-1,8	0,06383	-0,11	4011,1
22	-10	-5,7		6,1	0,05599	0,34	4011,44
23	0	-4,5		-1,1	0,04911	-0,05	4011,39
24	0	-3,5		-0,9	0,04308	-0,04	4011,35
25	-20	-2,7		14,3	0,03779	0,54	4011,89
26	0	-2,1		-0,5	0,03315	-0,02	4011,87
27	17	-1,7		-13,2	0,02908	-0,38	4011,49
28	0	-1,3	-1891	1890,7	0,02551	48,23	4059,72
29	0	-415,2		-103,8	0,02237	-2,32	4057,4
30	-27	-324,3	1200	-1260,8	0,01963	-24,75	4032,65
31	0	9,6		2,4	0,01722	0,04	4032,69
32	17	7,5		-10,9	0,0151	-0,16	4032,53
33	-55	9,6		43,7	0,01325	0,58	4033,11
34	0	7,5		1,9	0,01162	0,02	4033,13
35	8	5,8		-4,6	0,01019	-0,05	4033,08
36	0	12,2		3,1	0,00894	0,03	4033,11
37	17	9,5		-10,4	0,00784	-0,08	4033,03
38	-55	11,2		44,1	0,00688	0,3	4033,33
39	0	8,7		2,2	0,00604	0,01	4033,34
40	35	6,9		-24,5	0,00529	-0,13	4033,21
41	0	-63,4	-7940	7924,2	0,00464	36,77	4069,98
42	0	-1712		-428	0,00407	-1,74	4068,24
43	0	-1262,2	7408	-7723,6	0,00357	-27,57	4040,67

Чистий дисконтований дохід проекту, млн грн

№ року	Кількість вагонів	Грошовий потік / додатковий ЧДД	Фактор поточної вартості	Поточна вартість	Накопичений ЧДД
-1	—	-350	1,14	-399	-399
0	32	129	1	129	-270
1	48	194	0,87719	170,2	-99,8
2	32	129	0,76947	99,3	-0,5
3	48	194	0,67497	130,9	130,4
4	40	162	0,59208	95,9	226,3
5	24	97	0,51937	50,4	276,7
6	24	97	0,45559	44,2	320,9
7	40	162	0,39964	64,7	385,6
<i>n</i> + 1	6,7 ¹	27	0,39964	77,1 ²	462,7

Примітка: 1) у середньому на рік для простого відтворення основних засобів; 2) поточна вартість реверсії, що враховує майбутню вартість реверсії з використанням ставки капіталізації, яка дорівнює ставці дисконту.

Таким чином, чистий дисконтований дохід проекту становить 462,7 млн грн. Методом ітерацій визначена внутрішня норма доходу на рівні 44 %. Все це свідчить, що витрати на розробку, створення, освоєння виробництва та впровадження сімейства моделей вітчизняних сучасних пасажирських вагонів для швидкісних перевезень мають високу економічну ефективність. Крім того, слід відзначити, що ці витрати забезпечують також соціальний ефект, який виявляється у створенні нових робочих місць у вагонобудівній промисловості та економічний ефект від значного зменшення негативного

впливу на навколишнє середовище від розроблених пасажирських вагонів.

Для повного розрахунку економічної ефективності від впровадження зазначеного проекту слід також урахувати доходи від перевезення пасажирів швидкісними вагонами та значні зменшення витрат на тягу швидкісних поїздів, які обладнані сучасними візками. Тому реальна економічна ефективність значно перевищуватиме прогнозну.

Надійшла до редколегії 11.02.2005.

А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ), Ю. М. ФЕДЮШИН (Укрзалізниця),
В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Запропонована оцінка економічної ефективності від використання візків пасажирських вагонів з оптимальними параметрами ресорного підвішування із застосуванням тягових розрахунків.

Предложена оценка экономической эффективности от использования тележек пассажирских вагонов с оптимальными параметрами ресорного подвешивания с применением тяговых расчетов.

In article the estimation of economic efficiency from use of bogies of carriages with optimum parameters of spring suspension with application of traction calculations is offered.

Ранее авторами определено, что найденные оптимальные значения параметров ресорных комплектов позволяют снизить динамическую нагруженность экипажей. Очевидно, что снижение динамической нагруженности, особенно в горизонтальной плоскости, должно привести к снижению износа гребней колесных пар. Для определения степени такого снижения были выполнены расчеты, моделирующие движение по криволинейным (радиусами 300 и 600 м) и прямолинейному участкам пути экипажей со стандартными и оптимальными значениями параметров ресорных комплектов. Результаты этих расчетов для пассажирского вагона приведены на рис. 1. На графиках введены следующие обозначения: \blacklozenge – кривая 300 м; \blacksquare – кривая 600 м; \bullet – прямая; пунктиром обозначены графики при стандартных значениях параметров ресорных комплектов; сплошной линией – при оптимальных значениях.

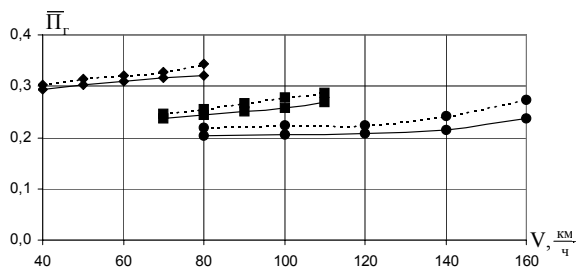


Рис. 1. График зависимости показателей износа гребня колес пассажирского вагона от скорости движения

Как видно из приведенных графиков, во всех случаях для оптимальных параметров ресорных комплектов экипажей величины пока-

зателей износа гребня ниже, чем для стандартных параметров ресорных комплектов. Для количественного сравнения полученных результатов в таблице приведены средние значения процента снижения показателя износа в кривых и на прямом участке пути.

Таблица

Средние значения снижения показателя износа гребней колес на различных участках пути (в процентах)

Участок	Тип экипажа		
	Полувагон	Пассажирский	Электровоз ДС-3
Кривая 300 м	4	4	7
Кривая 600 м	6	5	13
Прямая	14	10	15

Как видно из табл. 1, наибольшее снижение величин показателя износа достигается на прямолинейном участке пути. На криволинейных участках величина снижения показателя износа тем меньше, чем меньше радиус кривой. Очевидно, это объясняется тем, что износ в кривых в значительной мере определяется центробежным ускорением экипажа, которое прижимает его к наружному рельсу тем сильнее, чем меньше радиус кривой.

Таким образом, полученные оптимальные параметры ресорных комплектов позволили снизить не только динамическую нагруженность экипажей, но и величины показателей износа гребней колес. Что в свою очередь позволит уменьшить эксплуатационные затраты, связанные с содержанием колесных пар, а также затраты на тягу поездов, т. к. величина пока-

зателя износа гребней колес отражает работу сил трения гребня колеса о рельс и, следовательно, напрямую связана с величиной сопротивления движению рельсового экипажа.

Для оценки возможных снижений затрат на тягу поездов выполнены тяговые расчеты для определения расхода электроэнергии на тягу поезда при заданном времени хода по участку. Расчеты проводились с использованием компьютерных программ [1; 2] для одного из участков Одесской железной дороги для пассажирского состава, состоящего из стандартных вагонов, а затем – из вагонов с оптимальными параметрами рессорных комплектов. Для пассажирского состава сопротивление движению изменялось согласно таблице. Пассажирский состав состоял из 20 вагонов весом 60 т и длиной 25 м каждый. При расчетах использовались тягово-энергетические характеристики электровоза ВЛ80к.

Результаты расчетов затрат электроэнергии на тягу поезда, в зависимости от времени хода по участку, приведены на рис. 2 (пунктирная линия – для составов, состоящих из вагонов со стандартными параметрами; сплошная – для вагонов с оптимальными параметрами).

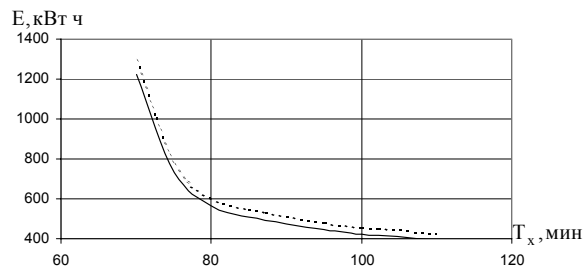


Рис. 2. Зависимость расхода электроэнергии на тягу пассажирского поезда от времени хода по участку

Из приведенных графиков видно, что для пассажирского состава расход электроэнергии меньше в случае использования вагонов с оптимальными параметрами рессорных комплектов. Численные значения уменьшения расхода электроэнергии на тягу пассажирского поезда (в процентах) составляют при времени хода T_x , мин:

70.....	5,2
75.....	6,1
80.....	7,4
85.....	7,8
90.....	7,9
95.....	8,0
100.....	8,1
110.....	8,2

На основании этих данных можно сделать вывод, что при малых временах хода и, следовательно, при больших средних скоростях движения поезда сокращение расхода электроэнергии значительно меньше чем при больших временах хода.

Так как при расчетах учитывался расход электроэнергии только на тягу поезда и не брался во внимание расход на собственные нужды электровоза, следует ожидать, что реальное снижение расходов электроэнергии будет несколько меньше.

Пример технико-экономического обоснования использования тележек модели 68-7007 под пассажирскими вагонами локомотивной тяги производства ОАО «Крюковский вагоностроительный завод» (аналога конструкции безлюлечной тележки Y32) приведен в [3]. Суммарный экономический эффект от внедрения тележек модели 68-7007 на железных дорогах Украины в сравнении с аналогичными тележками ведущих европейских производителей составит 238,196 тыс. грн на одну тележку. При минимальном производственном плане 100 вагонов в год суммарный экономический эффект составит 47 млн 639 тыс. грн.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин Е. П. Тренажерный комплекс для обучения машинистов локомотивов / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, К. И. Железнов и др. // Тр. Международный конф. «Влияние человеческого фактора на безопасность движения на железнодорожном транспорте» (ЧФТ'99). – Х.: Центр-ТрансМед, 1999. – С. 21.
2. Свідоство про реєстрацію авторського права на твір № 7305. Комп'ютерна програма «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL») / Мямлін С. В.; Зареєстр. 20.03.2003.
3. Шкабров О. А. Техничко-економическе обоснование использования тележек модели 68-7007 под пассажирским вагоном локомотивной тяги на железных дорогах Украины / О. А. Шкабров, В. П. Воронович, А. А. Радзиховский, С. В. Мямлин // Тр. 3-й науч.-техн. конф. «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». – СПб: ПГУПС, 2003. – С. 191–192.

Поступила в редколлегию 25.03.2005.

Наукове видання

В І С Н И К

**Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна**

Випуск 7

Українською, російською та англійською мовами

Відп. за випуск *І. П. Корженевич,*
Комп'ютерна верстка *Я. І. Заїць,*
Коректори *Т. В. Щепоткіна, Т. В. Мацкевич*

Здано до набору 04.03.2005. Підписано до друку 28.03.2005. Формат 60×84 1/8.
Папір офсетний. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 13,02.
Обл.-вид. арк. 14,51. Тираж 150 прим. Замовлення № 648. Видавн. № 25.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна. ДК № 1315 від 31.03.2003