

Н. Е. НАУМЕНКО, М. Б. СОБОЛЕВСКАЯ, И. Ю. ХИЖА, О. М. МАРКОВА, Е. Н. КОВТУН,
С. А. СИРОТА, В. В. МАЛЫЙ, Д. В. ГОРОБЕЦ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖЕЙ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И СВЕРХНОРМАТИВНЫХ НАГРУЗКАХ

Приведены наиболее важные разработки и результаты актуальных научных исследований в области транспортного машиностроения, выполненных в Институте технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины за последние 5 лет. Разработаны научно-методическое обеспечение, конечно-элементные и дискретно-массовые математические модели для исследования динамической нагруженности, устойчивости и напряженно-деформированного состояния конструкций железнодорожных экипажей нового поколения при эксплуатационных режимах движения и в аварийных ситуациях. Разработана методика оценки безопасности движения поездов при установившихся и переходных режимах движения по участкам пути произвольного очертания. Выполненные исследования позволяют сократить объем и срок экспериментальной отработки вновь создаваемых конструкций железнодорожных экипажей, поглощающих аппаратов и систем пассивной безопасности, служат основой для разработки практических рекомендаций по выбору рациональных параметров конструкций локомотивов и вагонов нового поколения, повышению безопасности движения поездов и их защите при аварийных столкновениях.

Наведено найбільш важливі розробки та результати актуальних наукових досліджень в галузі транспортного машинобудування, що виконані в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України за останні 5 років. Розроблено науково-методичне забезпечення, скінченно-елементні та дискретно-масові математичні моделі для дослідження динамічної навантаженості, стійкості, напружено-деформованого стану конструкцій залізничних екіпажів нового покоління при експлуатаційних режимах руху та в аварійних ситуаціях. Розроблено методику оцінки безпеки руху поїздів при сталих і перехідних режимах руху по колії довільного окреслення. Виконані дослідження дозволяють скоротити обсяг та терміни експериментального відпрацювання наново створених конструкцій залізничних екіпажів, поглинальних апаратів та систем пасивної безпеки, служать основою для розробки практичних рекомендацій з вибору раціональних параметрів конструкцій локомотивів і вагонів нового покоління, підвищенню безпеки руху поїздів та їх захисту при аварійних зіткненнях.

The most important developments and results of the pressing research in transport machine-building, carried out by the Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine within the past five years, are presented. Scientific and methodic support, finite-element and discrete-mass mathematical models for studying dynamic loading, the stability and stressed-strained states of new-generation railway vehicle structures in operation and emergency are developed. A technique for estimating a safe motion of trains at steady and transient modes of motion on arbitrary shaped track is developed. The research shortens the scope and the term of experimental development work of newly developed structures of railway vehicles, absorbing devices and passive protection systems, and is the base for practical recommendations on selection of rational structural parameters for new-generation locomotives and cars, improvement in safety of motion of trains and their protection in an emergency.

С использованием методов математического моделирования динамической нагруженности, устойчивости и напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкций железнодорожных экипажей нового поколения при эксплуатационных режимах движения и в аварийных ситуациях за последние 5 лет в отделе динамики многомерных механических систем Института технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины проведены важные и актуальные исследования в области транспортного машиностроения.

Железнодорожный транспорт занимает ведущее место в транспортном комплексе Украины, осуществляя основной объем перевозок грузов и значительную часть перевозок пассажиров. Конкурентоспособность железнодорожного подвижного состава на рынке транспортных услуг определяется, в первую очередь, скоростью и безопасностью перевозок. Современные тен-

© Н. Е. Науменко, М. Б. Соболевская, И. Ю. Хижа, О. М. Маркова, Е. Н. Ковтун,
С. А. Сирота, В. В. Малый, Д. В. Горобец, 2013

денции развития железнодорожного транспорта на пространстве колеи 1520 мм направлены на обновление подвижного состава, повышение скорости перевозок, внедрение скоростного пассажирского движения, ориентацию на евростандарты. Поэтому одной из наиболее приоритетных задач Украины в области железнодорожного транспорта является создание принципиально новых конструкций железнодорожных экипажей, в частности двухсистемных пассажирских электровозов, с эффективными системами активной защиты (для предотвращения аварийных столкновений) и системой пассивной безопасности (для уменьшения тяжести последствий аварии и сохранения человеческих жизней).

Разработка конструкций железнодорожных пассажирских экипажей нового поколения должна опираться на научно-технические решения, обоснованные исследованиями динамики, нагруженности и напряженно-деформированного состояния элементов конструкций железнодорожных экипажей с учетом специфики пластического деформирования элементов системы пассивной безопасности (СПБ) и особенностей работы перспективных поглощающих аппаратов автосцепных устройств при аварийных ударах.

Для улучшения показателей безопасности движения поезда, сформированного из вагонов разных типов с разным уровнем их загрузки, необходимо провести исследования его движения на участках пути произвольного очертания в плане и определить конкретные причины, приводящие к потере устойчивости движения локомотива и вагонов в рельсовой колее.

Для выполнения указанных исследований необходимой и актуальной является разработка современного научно-методического обеспечения.

Первым шагом в направлении разработки принципиально нового тягового подвижного состава стало создание магистрального односекционного шестистийного пассажирского электровоза двойного питания ЭП20 на основе целого ряда инновационных технических решений и разработанной концепции пассивной безопасности. Отдельные комплектующие для электровоза ЭП20, в частности модульная кабина машиниста и жертвенные элементы СПБ, разработаны и изготовлены в Украине ООО «Проектно-конструкторское производственное предприятие «МДС» с участием ИТМ НАНУ и ГКАУ.

Требования по пассивной безопасности электровоза ЭП20 определялись только требованиями технического задания для его разработки:

- металлокаркас кабины должен иметь силовой пояс ниже лобового окна и выдерживать нагрузку 290 кН, равномерно распределенную по всей ширине лобовой стенки;
- лобовая часть кабины ниже проема окна должна иметь непробиваемую металлическую стенку, включенную в силовой каркас;
- деформирующиеся элементы лобовой части и каркаса кабины должны иметь энергоемкость не менее 2 МДж.

Габаритные ограничения для локомотива не позволяли организовать работу жертвенных элементов в концевых частях рамы локомотива без деформации кабины машиниста. Поэтому был использован опыт разработки локомотивов семейства TRAXX [1] компании Bombardier Transportation.

Ориентируясь на европейский стандарт EN 15227 [2], регламентирующий пассивную безопасность пассажирского подвижного состава в странах ЕС, и технические требования [3] Российской Федерации, разработана кон-

цепция пассивной безопасности электровоза ЭП20, которая базируется на двух тестовых сценариях столкновения:

- сценарий 1: столкновение электровоза со скоростью 72 км/ч с крупногабаритным недеформируемым препятствием массой 10 т на железнодорожном переезде;
- сценарий 2: столкновение электровоза со скоростью 36 км/ч с грузовым вагоном массой 80 т.

В соответствии с [3] препятствия в тестовых сценариях представляются недеформируемой плоской вертикальной стенкой, расположенной перпендикулярно направлению движения поезда.

Основные положения разработанной концепции пассивной безопасности:

- электровоз оборудуется ударно-тяговыми устройствами, не препятствующими работе СПБ при аварийных столкновениях;
- конструкция рамы электровоза позволяет обеспечить эффективную работу элементов СПБ без потери ее общей несущей способности при тестовых сценариях столкновений;
- основное энергопоглощение происходит за счет пластического деформирования жертвенных элементов в концевых частях рамы локомотива;
- в результате пластической деформации элементов СПБ может быть обеспечено поглощение кинетической энергии порядка 2 МДж без превышения допустимого уровня 5g продольного ускорения в зоне безопасности (длина не менее 750 мм).

Разработана принципиально новая конструкция кабины машиниста электровоза ЭП20 с СПБ (рис. 1), в состав которой входят: два жертвенных элемента в концевой части рамы; жертвенная зона, расположенная в передней части кабины; жесткая антипроникающая лобовая стенка; зона безопасности в задней части кабины, обеспечивающая необходимое пространство для выживания локомотивной бригады [4, 5].

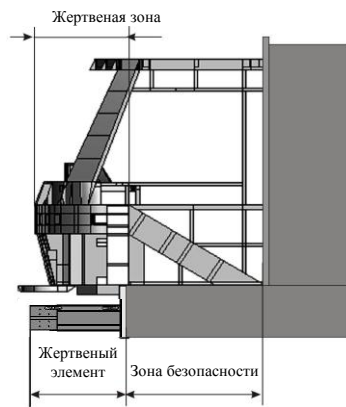


Рис. 1

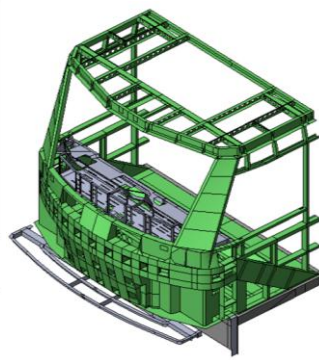


Рис. 2

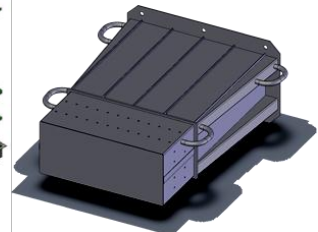


Рис. 3

Результатами конечно-элементного математического моделирования НДС элементов конструкции каркаса кабины при статическом продольном воздействии равномерно распределенной силы 290 кН на элементы лобовой стенки подтверждено, что разработанная конструкция каркаса кабины (рис. 2) соответствует прочностным требованиям технического задания на разработку электровоза ЭП20 со сроком службы 40 лет.

В результате выполнения комплекса теоретических и экспериментальных исследований разработана и запатентована в Украине конструкция жертвенного элемента СПБ [6], предназначенного для установки в концевых частях рамы электровоза ЭП20. При этом учтен ряд ограничений, в частности касающихся допустимых габаритных размеров жертвенного элемента и его массы, приняты во внимание сложность технологического процесса изготовления, доступность используемых материалов. Конструкция жертвенного элемента (рис. 3) состоит из трех пакетов шестигранных сот и сотового пакета с трехгранными ячейками. Параметры конструкции жертвенного элемента, который обеспечивает поглощение энергии без больших пиковых значений в силовой характеристике, были выбраны на основе результатов математического моделирования его деформации при сверхнормативном ударе.

В соответствии с выбранными расчетными сценариями выполнен комплекс работ [4, 5, 7 – 12] по конечно-элементному моделированию нелинейного контактного взаимодействия элементов передней части электровоза с бойком при сверхнормативных продольных ударах с учетом: геометрической нелинейности, характеризующей большие перемещения элементов исследуемых конструкций; физической нелинейности характеристик материала при упругопластическом деформировании; динамического упрочнения стали в зависимости от скорости удара; переменного контактного взаимодействия между элементами рассматриваемой механической системы соударяющихся тел; возможности разрушения жертвенных элементов СПБ.

Конечно-элементные математические модели для нелинейного динамического анализа НДС элементов конструкций каркаса кабины и жертвенных элементов при ударе построены с использованием специальных пластинчатых элементов с четырьмя или тремя узлами, каждый из которых имеет по три линейных и угловых перемещения, а также по три линейных скорости и ускорения относительно осей узловой системы координат элемента. Нелинейность физико-механических характеристик материала при ударе описывалась моделью Саймондса–Купера [13].

Решение рассматриваемой контактной динамической задачи сводилось к численному интегрированию системы нелинейных дифференциальных уравнений движения при заданных начальных и граничных условиях с помощью метода последовательных нагружений [14].

На рис. 4 и 5 приведены результаты моделирования НДС жертвенного элемента (рис. 4) и элементов конструкции каркаса кабины (рис. 5) при ударе согласно сценарию 1 в разные моменты времени.

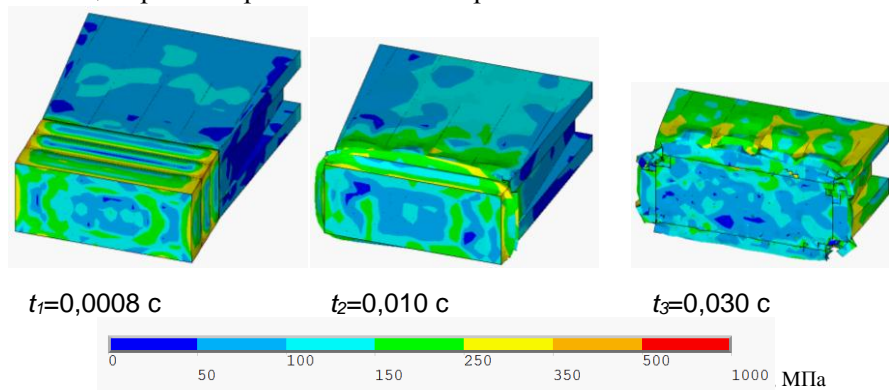


Рис. 4

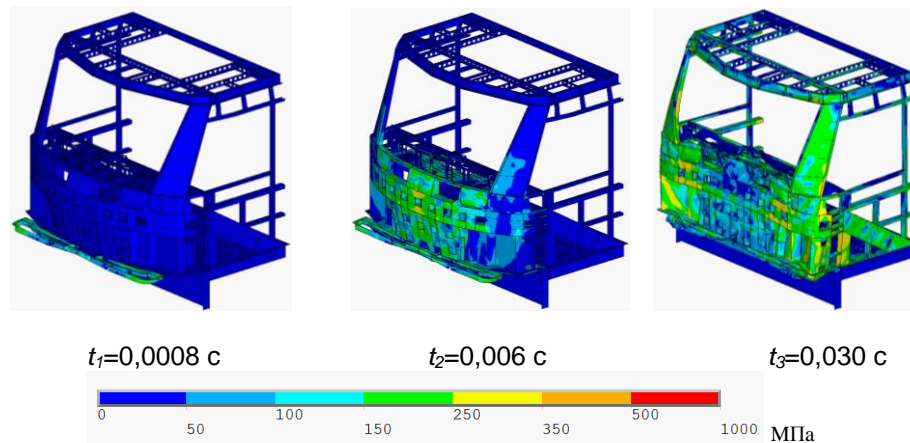


Рис. 5

Установлено, что в результате совместной деформации конструкции каркаса кабины с пультом управления и двух жертвенных элементов при продольном перемещении бойка на $\approx 700 \text{ мм}$ может быть поглощена энергия порядка 2 МДж.

При сверхнормативном ударе согласно сценарию 2 также происходит контролируемое пластическое деформирование и разрушение жертвенных элементов и жертвенной зоны каркаса кабины. В результате совместной деформации жертвенной зоны конструкции каркаса кабины и двух жертвенных элементов в аварийной ситуации может быть поглощена кинетическая энергия порядка 2,1 МДж (1,8 МДж за счет деформации двух жертвенных элементов и 0,3 МДж за счет деформации жертвенной зоны кабины). В зоне безопасности, расположенной в задней части каркаса кабины, сохраняется пространство более 750 мм для выживания локомотивной бригады, а уровень продольного ускорения не превышает допустимого значения 5g.

Разработанная модульная кабина и энергопоглощающие элементы были представлены на выставке Inno Trans 2010 в Берлине. 1 декабря 2012 года электровоз ЭП20 введен в эксплуатацию.

Согласно [2] соблюдение требований по обеспечению пассивной безопасности применительно к полностью сформированному поезвному составу проводится посредством математического моделирования столкновений в соответствии с каждым из сценариев.

Первым этапом в проведении исследований динамических процессов, протекающих в поезде при сверхнормативных ударных воздействиях, является предварительная оценка максимальных ускорений экипажей состава и сжимающих продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях, а также возможность возникновения остаточных деформаций в элементах конструкций отдельных экипажей. Для решения данной задачи, как правило, используется дискретно-массовая модель поезда в виде цепочки твердых тел, соединенных существенно нелинейными деформируемыми элементами [15, 16]. При оборудовании железнодорожных экипажей устройствами СПБ необходимо в описании силовой характеристики межвагонного соединения учитывать работу устройств пассивной защиты, поглощающих энергию удара за счет своей деформации вплоть до возможного полного их разрушения в аварийной ситуации. Разработан алгоритм для вычисления усилий в межвагонных соединениях с учетом работы поглощающих аппаратов, устройств

СПБ и конструкций подвижного состава. Диаграмма деформирования устройств СПБ моделируется кусочно-линейной функцией с тремя участками, каждый из которых соответствует деформации конструкции защитного устройства соответствующего уровня. Первоначально работают штатные амортизаторы сцепных устройств. После закрытия поглощающих аппаратов усилия передаются на раму вагона. Когда значение продольного усилия превысит предельное, на которое в соответствии с нормами прочности рассчитана конструкция экипажа, происходит срабатывание механизма увода автосцепок в подвагонное пространство. Усилие взаимодействия равно нулю до момента соприкосновения экипажей. После этого происходит деформация устройств СПБ, расположенных в концевых частях рам локомотивов и вагонов. При полном выборе хода энергопоглощающих устройств определяются усилия, соответствующие либо упругим, либо упругопластическим деформациям кузова [17].

Усовершенствована математическая модель для исследования динамики поезда, локомотив и вагоны которого оборудованы устройствами СПБ, в аварийной ситуации, вызванной столкновением поездов или наездом поезда на преграду. Достоверность математической модели и разработанного алгоритма для определения усилий, возникающих в межвагонном соединении между экипажами пассажирского поезда при сверхнормативных ударных воздействиях, подтверждена путем компьютерного моделирования тестового сценария столкновения эталонного сцепа, сформированного из локомотива Prima II и вагона, с неподвижно стоящим грузовым вагоном массой 80 т со скоростью 36 км/ч [18].

Выполнено численное моделирование лобового столкновения пассажирского поезда, сформированного из тепловоза ТЭП-70 и 20 пассажирских вагонов, со скоростью 30 км/ч с тепловозом ТЭП-70 [19]. Получено, что максимальные значения усилий, действующих на локомотивы, достигают 6 МН. Уровень усилий, возникающих в межвагонных соединениях первых пяти вагонов, составляет более 2,5 МН, а их продольные ускорения превышают 5g. В конструкциях локомотивов и первых четырех вагонов возникают значительные пластические деформации. Величина остаточной деформации конструкции элементов рамы тепловоза пассажирского поезда составила порядка 0,5 м, а вагонов – 0,12 м. Результаты исследования процесса столкновения, полученные путем численного моделирования, качественно согласуются с данными экспертного заключения по оценке последствий, вызванных столкновением маневрового локомотива с пассажирским поездом [20]. Как следует из приведенных результатов, при незначительной скорости соударения поезда, экипажи которого не имеют СПБ, с преградой в межвагонных соединениях возникают усилия, значения которых значительно превосходят допустимые, и уровень ускорений превышает 5g.

С целью оценки влияния энергопоглощающих устройств пассивной защиты на динамическую нагруженность поезда проведены исследования процесса аварийного столкновения со скоростью 36 км/ч пассажирского поезда, состоящего из локомотива и восьми вагонов, с грузовым вагоном массой 80 т. На рис. 6 приведены распределения вдоль состава максимальных сжимающих усилий в межвагонных соединениях и продольных ускорений экипажей для случаев: экипажи поезда не оборудованы СПБ; устройствами пассивной защиты оборудован только локомотив (деформация устройства со-

ставляет 500 мм или 1000 мм); энергопоглощающие устройства установлены на локомотиве и вагонах.

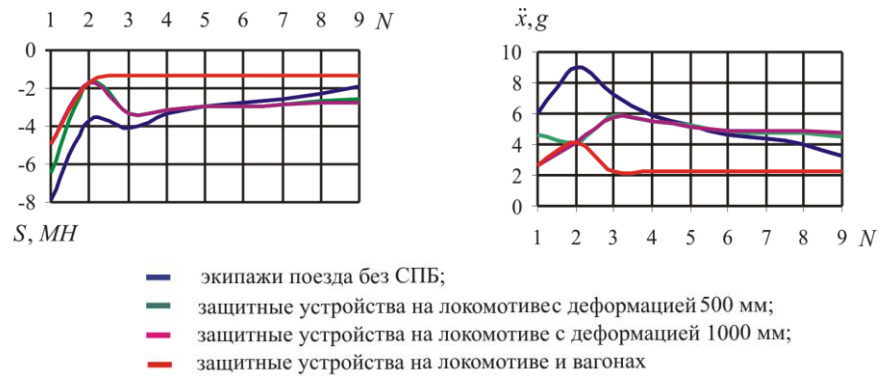


Рис. 6

Анализ результатов проведенных исследований показал, что для обеспечения безопасности локомотивной бригады и пассажиров необходимо и локомотив, и вагоны наряду со средствами активной защиты оборудовать дополнительными энергопоглощающими устройствами.

Проведена оценка динамической нагруженности электровоза ЭП20, оборудованного автосцепными устройствами СА-3 с резинометаллическими поглощающими аппаратами Р5П, для тестовых сценариев столкновения [3]. Получено, что выполняются тестовые сценарии аварийных столкновений электровоза с грузовым вагоном массой 80 т со скоростью 36 км/ч и с мобильным транспортным средством (МТС) массой 10 т для скорости 72 км/ч. Для выполнения тестового сценария столкновения локомотива, конструкционная скорость которого более 160 км/ч, с МТС со скоростью 110 км/ч требуется увеличение энергоемкости устройств поглощения энергии.

В обеспечении сохранности подвижного состава железных дорог и перевозимых грузов, уменьшении вероятности возникновения аварийных ситуаций ведущую роль играют поглощающие аппараты автосцепок, предназначенные для снижения динамических нагрузок, возникающих в процессе формирования поездов на сортировочных горках, а также при переходных режимах движения поездов. Поэтому важной и актуальной для железнодорожного транспорта Украины является задача разработки перспективных поглощающих аппаратов повышенной энергоемкости. В Украине наиболее широко используются фрикционные и фрикционно-пластинчатые поглощающие аппараты класса Т1, предназначенные для установки на универсальные вагоны общего пользования. Общим требованием к поглощающим аппаратам является необратимое поглощение значительной части энергии при соударении вагонов, которое обеспечивается показателями силовой характеристики аппарата, представляющей собой зависимость силы сопротивления аппарата при сжатии и отдаче от деформации [21]. Одним из перспективных способов повышения энергоемкости поглощающих аппаратов фрикционного типа является замена пружин подпорно-возвратного устройства упругими полимерными блоками, что повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора.

Для оценки эффективности вновь проектируемых амортизаторов удара разработаны математические модели работы фрикционно-пластинчатого по-

глощающего аппарата с учетом переменности коэффициентов трения на главных поверхностях, а также модели расчета силовой характеристики поглощающего аппарата с подпорно-возвратным устройством в виде упругих полимерных блоков, имеющих нелинейную зависимость силы от перемещения [22]. С использованием математических моделей силовых характеристик определены рациональные параметры разработанных ООО «Головное специализированное конструкторское бюро вагоностроения им. В. М. Бубнова» фрикционно-пластинчатого поглощающего аппарата АПМ-110-К-23 и фрикционно-полимерного АПМ-120-Т1 для грузовых вагонов, что позволило существенно сократить сроки и объемы их испытаний [23]. Проведены исследования динамической нагруженности конструкций вагонов, оборудованных фрикционно-пластинчатыми или фрикционно-полимерными поглощающими аппаратами, в составе грузового поезда, сформированного из локомотива ВЛ80 и 58 груженых вагонов, при пуске в ход и экстренном торможении [15, 24]. Установлено, что оборудование автосцепных устройств вагонов фрикционно-полимерными поглощающими аппаратами позволяет снизить при переходных режимах движения значения максимальных продольных сил на 20 % и тем самым повысить уровень безопасной транспортировки грузов железнодорожным транспортом. В случае аварийных столкновений поезда с мобильным транспортным средством на железнодорожном переезде либо стоящим на пути сцепом вагонов тип поглощающих аппаратов вагонов грузового поезда, ввиду их низкой энергоемкости, практически не влияет на уровень максимальных продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях.

Эксплуатация грузовых поездов, в составе которых наряду с груженными вагонами находятся порожние или частично загруженные вагоны, неудовлетворительное техническое состояние подвижного состава и рельсовой колеи, конструктивные особенности отдельных типов вагонов (высокий центр тяжести, короткая база и жесткий кузов), а также нештатные режимы ведения поездов приводят к возникновению аварийных ситуаций на железной дороге. Многие из них сопровождаются сходом с рельсов локомотивов, одного или группы вагонов. Значительное число сходов подвижного состава связано с неудовлетворительным техническим состоянием как вагонов, так и железнодорожного пути.

Одним из способов определения конкретных причин, которые приводят к аварийным ситуациям, являются детальные исследования в области динамики подвижного состава. Поэтому важной и актуальной является задача по определению тех факторов, которые приводят к сходу с рельсов вагонов в составе поезда при установившихся и переходных режимах движения, а также установление допустимых скоростей движения поезда. Для решения такой задачи может быть использована пространственная модель колебаний поезда. При этом нет необходимости использовать пространственную модель колебаний всех вагонов состава. Для оценки безопасности движения отдельных вагонов достаточно иметь пространственную модель движения нескольких рядом стоящих экипажей, а для остальных вагонов использовать упрощенные модели.

На основании построенной математической модели разработан алгоритм и составлена компьютерная программа, позволяющая имитировать движение грузового поезда по пути произвольного очертания. Рассматриваемый грузо-

вой поезд формируется в соответствии с заданными исходными данными и может состоять из вагонов, неоднородных как по типу, так и по нагрузке на ось. Количество вагонов, представленных разветвленной и упрощенной расчетными схемами, может быть любым в пределах общего числа вагонов состава. При этом одинаковые по схемам моделирования вагоны группами могут быть расположены в любой части состава. Поезд может двигаться как с постоянной скоростью, так и в режимах увеличения или уменьшения скорости движения вплоть до полной остановки. Движение поезда моделируется с учётом действия внешних возмущений, связанных с геометрическим несовершенством рельсовой колеи (просадки, стыки, неравномерный износ). Расчетная оценка динамических показателей вагонов поезда проводится путем решения нелинейных дифференциальных уравнений, представляющих динамическую модель его колебаний [25]. В результате расчетов может быть получен практически любой набор необходимых для анализа динамических характеристик отдельных вагонов.

С использованием разработанного алгоритма исследована динамика грузового поезда при движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути в режиме торможения, оценено влияние величин углов свободного поворота автосцепных устройств, радиусов круговых кривых, наличия и положения в составе порожних вагонов на безопасность движения вагонов поезда.

Рассмотрен грузовой поезд, составленный из 64-х вагонов, разных схем формирования. При этом рассматривалось пространственное движение пяти экипажей. Оценка динамических характеристик проводилась по нормируемым показателям динамических качеств вагонов [26], также оценивались продольные и поперечные силы, действующие в автосцепных устройствах. Исследование процесса торможения поезда при его движении по прямолинейным участкам пути показало, что значения продольных сил в автосцепных устройствах, полученные с использованием как пространственной математической модели, так и упрощенной модели поезда, качественно и количественно согласуются между собой. При этом поперечные силы в межвагонных соединениях не возникают. Поэтому для оценки сил, действующих в автосцепных устройствах, при движении грузового поезда на прямолинейных участках пути целесообразно использовать упрощенную математическую модель.

Торможение неоднородных поездов на круговых кривых различной кривизны показало, что чем больше начальная скорость торможения и чем больше кривизна криволинейного участка пути, тем более опасным является движение грузового поезда в режиме экстренного торможения [27]. Расчеты также показали, что с точки зрения схемы формирования поезда динамические показатели имеют худшие значения в случае, когда порожние вагоны находятся в средней части груженого состава.

Во всех описанных выше ситуациях поперечные силы в автосцепных устройствах отсутствовали, а величины коэффициента устойчивости колесной пары от схода с рельсов по условию вкатывания находились, в основном, в пределах нормативных показателей, т. е. опасности схода вагонов поезда или выжимания порожних вагонов в рассмотренных случаях торможения состава на криволинейных участках пути не было. Ситуация меняется для случаев, когда автосцепное устройство установлено так, что заданный Нор-

мами [26] угол свободного поворота автосцепки не выдерживается и имеет значения меньше нормированной величины, равной 0,21 рад.

Анализ результатов расчетов показал, что соблюдение требований по установке автосцепного устройства, обеспечивающее нормированное значение свободного угла его поворота, играет важную роль в обеспечении безопасности движения поезда в режиме торможения. Уменьшение угла свободного поворота приводит к появлению поперечной составляющей силы в автосцепном устройстве, что в свою очередь вызывает рост горизонтальных ускорений кузова вагона, уменьшение коэффициента устойчивости колесной пары от схода с рельсов по условию вкатывания. При этом большие значения силы имеют место в случае установки порожних вагонов в хвостовой части состава, но схода вагонов нет. Уменьшение свободного угла поворота автосцепки приводит к снижению коэффициента устойчивости колесной пары от схода с рельсов до величин, которые являются недопустимыми при движении поезда, что может привести к сходу вагонов поезда с рельсов. Рассматриваемые коэффициенты особенно значительно снижаются при торможении в кривых малых радиусов. Самым опасным, с точки зрения безопасности движения поезда при несоблюдении требований по установке автосцепного устройства, является случай, когда несколько порожних вагонов находятся в средней части груженого состава. Проведенные расчеты показали, что при такой схеме формирования поезда появление поперечной составляющей силы в автосцепном устройстве практически сразу приводит к сходу одного из порожних вагонов с рельсов. Поэтому при формировании грузового поезда нельзя допускать случаев установки одиночных порожних вагонов между гружеными, поскольку это может привести к выжиманию порожних вагонов и сходу их с рельсов, особенно при торможении на криволинейных участках пути [28].

Улучшение технических характеристик ходовых частей грузовых вагонов требует проведения комплексной модернизации типовых тележек модели 18-100, которыми оборудован практически весь грузовой парк украинских железных дорог. Одним из элементов комплексной модернизации являются боковые упруго-диссипативные скользуны постоянного контакта, предназначенные для повышения критической скорости движения грузового вагона [29].

Выполнены теоретические исследования по оценке эффективности применения в тележках вагонов-цистерн упруго-диссипативных скользунов постоянного контакта, исходя из условий безопасности движения. В процессе исследований проведена оценка динамических характеристик вагона-цистерны стандартной и модернизированной конструкций. При расчетах принимались разные уровни недолива котла цистерны жидким грузом [30]. Полученные результаты показали, что использование упруго-диссипативных скользунов постоянного контакта при рассмотренных уровнях недолива жидкого груза в котле цистерны улучшает динамические показатели вагона при его движении как по прямолинейным, так и по криволинейным участкам пути. При этом в большей степени влияние использования таких скользунов наблюдается на высоких скоростях движения. Кроме того, при недоливах, составляющих 10% и 20%, становится заметным влияние использования скользунов постоянного контакта на динамические показатели цистерны в вертикальной плоскости, причем чем больше недолив, тем больше это влия-

ние. При движении цистерны по круговым кривым динамические показатели для обоих вариантов скользунов отличаются мало.

Для иллюстрации на рис. 7 показаны зависимости от уровня недолива и скорости движения вагона горизонтальных поперечных ускорений пятников котла вагона-цистерны с типовыми (рис. 7,а) и модернизированными (рис. 7,б) тележками. Как видно, установка в цистернах упруго-диссипативных скользунов постоянного контакта по сравнению с использованием стандартных жестких скользунов улучшает динамические показатели вагона при рассмотренных диапазонах уровней недолива жидкого груза в котле цистерны и скоростей движения экипажа.

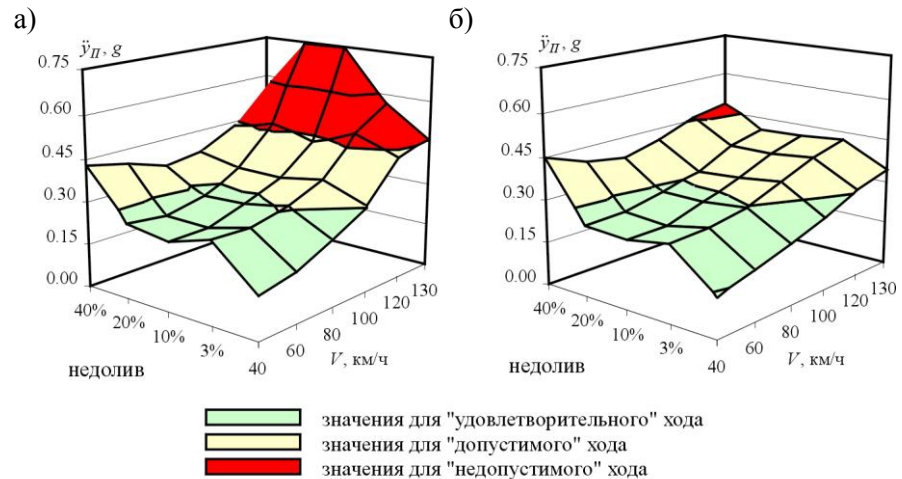


Рис. 7

Выводы. Разработанные научно-методическое обеспечение, конечно-элементные и дискретно-массовые математические модели могут быть использованы при решении ряда прикладных задач, имеющих важное народно-хозяйственное значение для железнодорожного транспорта Украины. Выполненные научные исследования позволяют сократить объем и срок экспериментальной отработки вновь создаваемых конструкций железнодорожных экипажей, поглощающих аппаратов и систем пассивной безопасности, служат основой для разработки практических рекомендаций по выбору рациональных параметров конструкций локомотивов и вагонов нового поколения, повышению безопасности движения поездов и их защите при аварийных столкновениях.

1. Carl F. B. Development of the crashworthy locomotive platform TRAXX: Operational needs, technical concept and validation procedure / F. B. Carl, S. Schneider, W. Wolter // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 5th International Symposium "Passive Safety 2005 – Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors" in Berlin on 17 – 18 March 2005. – 02/2005. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2005. – P. 42 – 62.
2. EN 15227. Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2008. – 37 с.
3. Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм : [утверждены распоряжением ОАО "РЖД" № 2740р от 20.12.2011 г.] / ОАО "ВНИКТИ" и ОАО "ВНИИЖТ". – Москва : ОАО "РЖД", 2011. – 16 с.
4. Ушкалов В. Ф. Разработка кабины машиниста электровоза ЭП20 с системой пассивной безопасности при аварийных столкновениях с препятствием на железнодорожном пути / В. Ф. Ушкалов, М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – Частина 2. – С. 67 – 72.

5. *Sobolevska M.* Passive safety system of an electric locomotive for high-speed operation on the railways with 1520 mm gauge / *M. Sobolevska, I. Telychko* // *Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 9th International Symposium "Passive Safety 2013 – Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors"* in Berlin on 21 – 22 February 2013. – 43/2013. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2013. – P. 63 – 80.
6. Патент на корисну модель 64978 Україна, МПК В 61 G 11/00. Пристрій для поглинання енергії удару / *В. Ф. Ушкалов, Н. Ю. Науменко, І. Б. Теличко, М. Б. Соболевська, С. А. Сирота, І. К. Хруц, Д. В. Горобець, Ю. А. Клык* ; заявник і патентоволодар Інститут технічної механіки НАНУ і НКАУ. – u201104838 ; заявл. 19.04.2011 ; опубл. 25.11.2011. Бюл. № 22/2011. – 6 с.
7. Оценка энергопоглощающих свойств элементов, предназначенных для пассивной защиты железнодорожных экипажей при аварийных столкновениях с препятствием / *М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко, С. А. Сирота, И. К. Хруц, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык* // *Техническая механика*. – 2009. – № 4. – С. 28 – 35.
8. *Соболевская М. Б.* Пассивная защита локомотива скоростного пассажирского поезда при аварийном столкновении с препятствием / *М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. Б. Теличко* // *Техническая механика*. – 2009. – № 3. – С. 31 – 38.
9. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния элементов конструкции кабины машиниста локомотива при ударных воздействиях / *М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко, И. К. Хруц, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык* // *Техническая механика*. – 2010. – № 2. – С. 19 – 28.
10. *Соболевская М. Б.* Оценка напряженно-деформированного состояния элементов конструкции кабины машиниста электровоза с системой пассивной безопасности при его столкновении с мобильным транспортным средством / *М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко* // *Техническая механика*. – 2011. – № 2. – С. 49 – 62.
11. Разработка жертвенных элементов системы пассивной безопасности электровоза ЭП20 / *В. Ф. Ушкалов, И. Б. Теличко, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота* // *Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*. – 2011. – № 4 (158). – Частина 1. – С. 59 – 64.
12. Математическое моделирование упругопластического деформирования энергопоглощающих элементов системы пассивной безопасности локомотива при аварийном столкновении с препятствием / *М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко, С. А. Сирота, И. К. Хруц, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык* // *Техническая механика*. – 2010. – № 4. – С. 75 – 85.
13. *Саймондс П. С.* Динамика неупругих конструкций : пер. с англ. / *П. С. Саймондс*. – М. : Мир, 1982. – 224 с.
14. *Оден Д.* Конечные элементы в механике сплошных сред / *Д. Оден*. – М. : Мир, 1976. – 464 с.
15. Нагруженность вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов / *Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, А. Н. Пишнько, С. В. Мямлин*. – Киев : Наукова думка, 2010. – 215 с.
16. *Блохин Е. П.* Динамика поезда / *Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин*. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.
17. *Науменко Н. Е.* Оценка влияния работы устройств системы пассивной безопасности пассажирского локомотива на его динамическую нагруженность при аварийном столкновении с препятствием на железной дороге / *Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа* // *Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта*. – 2013. – Вып. 1(43). – С. 154 – 161.
18. *Науменко Н. Е.* Оценка эффективности системы пассивной безопасности локомотива при отработке тестовых сценариев столкновения / *Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа* // *Техническая механика*. – 2012. – № 1. – С. 3 – 8.
19. *Науменко Н. Е.* Оценка нагруженности конструкций экипажей пассажирского поезда в аварийной ситуации, вызванной его столкновением с преградой / *Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа* // *Залізничний транспорт України*. – 2011. – № 2. – С. 16 – 18.
20. Столкновение поезда № 32 Москва-Тамбов со вспомогательным локомотивом : новости [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://af1461.livejournal.com/254061.html>.
21. *Болдырев А. П.* Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / *А. П. Болдырев, Б. Г. Кеглин*. – М. : Машиностроение-1, 2004. – 198 с.
22. *Мямлин С. В.* Построение математической модели фрикционно-полимерного поглощающего аппарата / *С. В. Мямлин, Н. Е. Науменко, А. А. Никитченко* // *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна*. – 2008. – Вып. 24. – С. 25 – 33.
23. Оценка параметров фрикционно-полимерного поглощающего аппарата / *Г. И. Богомаз, В. М. Бубнов, Н. Е. Науменко, А. А. Никитченко, И. Ю. Хижа* // *Залізничний транспорт України*. – 2007. – № 6. – С. 48 – 50.
24. *Науменко Н. Е.* Оценка влияния силовых характеристик перспективных поглощающих аппаратов на динамику грузового поезда при нестационарных режимах движения / *Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, А. А. Никитченко* // *Техническая механика*. – 2009. – №2. – С. 27 – 31.
25. *Scheffel H.* Brake rig influence on vehicle dynamics / *H. Scheffel, W. Kik, O. Markova, V. Litvin, H. Kovtun* // *Rail and Rapid Transit*. – 2010. – Vol. 222. – Part F. – P. 558 – 566.
26. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М. : ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
27. *Ковтун Е. Н.* Торможение грузового поезда в кривых / *Е. Н. Ковтун, О. М. Маркова, В. В. Малый* // *Залізничний транспорт України*. – 2012. – № 5. – С. 17 – 20.

28. *Ковтун Е. Н.* Динамические характеристики грузовых вагонов при торможении поезда на криволинейных участках пути / *Е. Н. Ковтун, О. М. Маркова, В. В. Малый* // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 3. – С. 69 – 74.
29. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов / *В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. Ю. Мальшева, И. А. Мащенко, С. С. Пасичник* // Вагонный парк. – 2007. – № 2. – С. 18 – 22.
30. *Ковтун Е. Н.* Оценка влияния применения упруго-диссипативных скользунков на динамические качества вагона-цистерны / *Е. Н. Ковтун, О. М. Маркова, В. В. Малый* // Залізничний транспорт України. – 2011. – № 4. – С. 39 – 43.

Институт технической механики
НАН Украины и ГКА Украины,
Днепропетровск

Получено 01.10.13,
в окончательном варианте 24.10.13