

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.4.015-047.58

Н. Е. НАУМЕНКО¹, И. Ю. ХИЖА^{2*}

¹Отд. «Динамика многомерных механических систем», Институт технической механики НАН Украины и ГКА Украины, ул. Лешко-Попеля, 15, Днепропетровск, Украина, 49005, тел. +38 (056) 375 68 01, эл. почта nenaumenko@gmail.com, ORCID 0000-0002-6913-2568

^{2*}Отд. «Динамика многомерных механических систем», Институт технической механики НАН Украины и ГКА Украины, ул. Лешко-Попеля, 15, Днепропетровск, Украина, 49005, тел. +38 (056) 46 79 35, эл. почта inkhizha@gmail.com, ORCID 0000-0002-7103-7754

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭКИПАЖЕЙ ПАССАЖИРСКОГО ПОЕЗДА, ОБОРУДОВАННОГО СИСТЕМОЙ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ, ПРИ АВАРИЙНОМ СТОЛКНОВЕНИИ С ПРЕПЯТСТВИЕМ

Цель. Развитие высокоскоростного движения на железнодорожном транспорте потребовало обновления требований к конструкции пассажирского подвижного состава и пересмотра стандартов безопасности при аварийных столкновениях поездов с препятствием. К конструкции экипажей нового поколения предъявляются требования по оснащению их пассивными крэш-системами, обеспечивающими безопасность пассажиров и персонала в аварийной ситуации. Испытания крэш-систем пассажирского подвижного состава продолжительны во времени и требуют значительных материальных затрат. В целях отработки тестовых сценариев столкновения поездного состава с препятствием и оценки показателей поглощения энергии соударения устройствами пассивной защиты в работе применяется компьютерное моделирование. Первым этапом проведения исследований динамических процессов, протекающих в поезде при сверхнормативных ударных воздействиях, является оценка максимальных значений сжимающих сил, возникающих в межвагонных соединениях поезда, локомотив и вагоны которого оборудованы системами пассивной безопасности. **Методика.** На основании концепции пассивной защиты пассажирского подвижного состава для колеи с шириной 1 520 мм при аварийных столкновениях предложена концептуальная система пассивной безопасности для пассажирских поездов локомотивной тяги, сформированных из экипажей нового поколения. Системой пассивной безопасности рекомендуется оборудовать как локомотив, так и вагоны. Для предварительной оценки выполнения требований к системе пассивной безопасности пассажирского поезда при аварийных столкновениях, как правило, используется упрощенная дискретно-массовая модель, в которой поезд рассматривается как одномерная цепочка твердых тел, соединенных существенно нелинейными деформируемыми элементами. **Результаты.** Разработан алгоритм вычисления усилий в межвагонных соединениях поезда локомотивной тяги постоянного формирования, учитывающий специфику работ сцепных устройств, устройств поглощения энергии и упругопластические свойства конструкций кузовов экипажей при аварийных столкновениях. **Научная новизна.** Предложенный алгоритм позволяет учесть особенности формирования поезда локомотивной тяги нового поколения и работы межвагонных соединений при исследовании динамических процессов, протекающих в поезде в случае его аварийного столкновения с препятствием на железнодорожном пути. **Практическая значимость.** Разработанные алгоритмы вычисления усилий взаимодействия экипажей пассажирского поезда локомотивной тяги, оборудованных системами пассивной безопасности, могут быть использованы при математическом моделировании тестовых сценариев столкновения эталонного поезда с препятствием для отработки систем пассивной безопасности на этапе проектирования пассажирского подвижного состава нового поколения.

Ключевые слова: система пассивной безопасности; пассажирский поезд; локомотивная тяга; постоянное формирование; тестовые сценарии; аварийные столкновения поезда с препятствием

Введение

Современный уровень транспортного обеспечения требует внедрения пассажирского подвижного состава нового поколения с более вы-

соким уровнем качественных, технических и экономических показателей эксплуатации и увеличенными сроками службы. В странах ЕС вновь проектируемый подвижной состав должен соответствовать требованиям стандарта

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

по статической прочности и оборудоваться системой пассивной защиты для обеспечения безопасности пассажиров и поездной бригады при аварийных столкновениях поезда с препятствием [8, 9]. Система пассивной безопасности (СПБ) закладывается в архитектуру подвижного состава и интегрируется в конструкции экипажей пассажирских поездов локомотивной тяги и моторвагонного подвижного состава.

Пассажирский поезд локомотивной тяги формируется из локомотива и прицепных вагонов. По функциональному назначению локомотив представляет собой тяговый самоходный рельсовый экипаж. В настоящее время в странах СНГ наиболее востребованными являются пассажирские двухсистемные односекционные электровагоны, которые оборудованы двумя кабинами управления, расположенными в торцовых частях секции. В качестве сцепных устройств используются автосцепки СА-3 с поглощающими аппаратами Р-5П.

На прицепных вагонах поезда локомотивной тяги постоянного формирования (в первую очередь скоростных) устанавливаются сцепные устройства БСУ-3 с поглощающими аппаратами Р-5П при незначительной доработке корпуса хомута [1]. Безззорные сцепные устройства (БСУ) обеспечивают жесткое сцепление вагонов, полную взаимозаменяемость с автосцепкой СА-3, комфортный переход из вагона в вагон, тепло- и шумоизоляцию салона без установки межтамбурных дверей [4]. Поскольку локомотивы оснащены автосцепками СА-3, то при составлении пассажирского поезда локомотивной тяги концевые вагоны оборудуются с одного конца БСУ-3 для сцепления с соседним вагоном, а с другого конца – только стандартными автосцепками СА-3 (буфера отсутствуют) для соединения с локомотивом.

На основании анализа мирового опыта по пассивной защите пассажирских поездов различного назначения [10, 13], нормативной базы по данной проблеме [2, 3, 8, 9, 12] и существующих концепций пассивной защиты подвижного состава при аварийных столкновениях с препятствием разработаны основные положения концепции пассивной защиты пассажирского подвижного состава для железных дорог с шириной колеи 1 520 мм, изложенные в работе [7]. При разработке механизмов поглощения кинетической энергии соударения и ра-

циональных схем размещения СПБ учитывались основные конструктивные особенности сцепных устройств и экипажей, используемых на колее шириной 1 520 мм.

Концепция пассивной защиты пассажирского поезда основана на контролируемом поэтапном поглощении энергии удара по длине всего поезда. В целях плавного поглощения кинетической энергии соударения рекомендуется оборудовать системой пассивной безопасности как локомотив, так и пассажирские вагоны [5].

Цель

Испытания крэш-систем пассажирских поездов занимают много времени и являются очень затратными. С целью отработки тестовых сценариев столкновения и оценки показателей поглощения энергии соударения применяется компьютерное моделирование. Первым этапом в проведении исследований динамических процессов, протекающих в поезде при сверхнормативных ударных воздействиях, является оценка максимальных сжимающих сил, возникающих в межвагонных соединениях поезда, локомотив и вагоны которого оборудованы системами пассивной безопасности.

Методика

Для случая, когда пассажирский поезд сформирован из подвижного состава, оборудованного СПБ и автосцепками СА-3, работающими по принципу push-back coupler [10, 11], алгоритм определения усилий, возникающих в межвагонном соединении между $(i-1)$ -м и i -м экипажами при сверхнормативных ударных воздействиях, приведен в работе [6].

Рассмотрим концептуальную систему пассивной безопасности для поезда локомотивной тяги нового поколения. Согласно предложенной концепции система пассивной безопасности для поезда локомотивной тяги постоянного формирования колеи шириной 1 520 мм должна включать:

– для локомотива:

1) автосцепки СА-3, которые в случае аварийного столкновения сдвигаются назад и не препятствуют работе противоположных устройств и устройств поглощения энергии (УПЭ) крэш-системы (push-back coupler);

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

2) два енергопоглощаючих устройства коробчатого типа, расположенные в концевых частях рам локомотива и предназначенные для поглощения энергии соударения в результате их пластической деформации;

3) жертвенную зону в конструкции каркаса кабины машиниста;

4) противоподъемные устройства, установленные на энергопоглощающие устройства и ограничивающие вертикальные перемещения экипажей относительно друг друга при соударении;

– для прицепного вагона:

1) сдвигаемые БСУ-3, работающие по принципу push-back coupler, и стандартные автосцепки СА-3 для первого и последнего вагонов поезда;

2) энергопоглощающие устройства коробчатого типа, расположенные на месте буферов на торцевом брусе прицепного вагона;

3) противоподъемные устройства, совмещенные с УПЭ.

Энергопоглощающие элементы, противоподъемные устройства и жертвенная зона кабины машиниста составляют двухуровневую крэш-систему локомотива: первый уровень – энергопоглощающие и противоподъемные устройства; второй уровень – жертвенная зона кабины машиниста. При эксплуатационных режимах движения пассажирского поезда энергопоглощающие элементы не работают, срабатывание механизма увода сцепных устройств и деформирование устройств поглощения энергии происходит только в аварийных ситуациях.

Расчетная оценка уровня энергопоглощения кинетической энергии соударения элементами систем пассивной безопасности поезда проводится согласно тестовым сценариям столкновения. При математическом моделировании работы СПБ в соединениях экипажей поезда в аварийной ситуации в качестве тестового сценария выбран сценарий лобового столкновения двух идентичных поездов, оборудованных СПБ, как наиболее общий и позволяющий на уровне задания исходных параметров перейти к модели работы межвагонного соединения в случае аварийного столкновения эталонного поезда с грузовым вагоном.

При столкновении поездов локомотивы первыми вступают во взаимодействие. Алгоритм вычисления продольных усилий $S_{л}(t)$, возник-

ших в соединении между локомотивами при аварийном соударении, пошагово можно описать следующим образом. В начальный момент времени, пока зазор в соединении автосцепок локомотивов не выбран, усилия взаимодействия равны нулю. Затем начинают работать штатные амортизаторы удара, которыми оборудованы автосцепки СА-3. Поглощение энергии удара происходит за счет упругой деформации поглощающих аппаратов Р-5П и рамы локомотива. После закрытия поглощающих аппаратов нагрузка через автосцепку передается на раму локомотива. В силовой характеристике это соответствует вычислению усилий при упругих деформациях конструкции кузова локомотива. Когда силы, приложенные к автосцепным устройствам, достигнут заданного критического значения, разрушаются элементы крепления автосцепки СА-3 к раме локомотива, и автосцепка уводится под раму локомотива. Усилия взаимодействия равно нулю до момента соприкосновения устройств первого уровня крэш-системы, размещенных в концевых частях рам локомотивов. Противоподъемные устройства, взаимодействуя, ограничивают вертикальные перемещения локомотивов и, тем самым, препятствуют наплыванию экипажей друг на друга. Жертвенные элементы деформируются по заданному сценарию поглощения энергии. Когда УПЭ деформируются настолько, что соприкоснутся кабины локомотивов, в работу дополнительно к УПЭ вступают элементы второго уровня крэш-системы – жертвенные зоны кабин машинистов. При полном срабатывании крэш-системы нагрузка снова передается на раму локомотива, и в зависимости от величины сжимающей силы имеют место упругие либо упругопластические деформации конструкции кузова локомотива.

Концептуальные диаграммы деформирования элементов крэш-системы локомотива представлены кусочно-линейными функциями с двумя участками, каждый из которых соответствует упругим и пластическим деформациям УПЭ и жертвенной зоны кабины машиниста. Предполагается, что пластическое деформирование элементов пассивной защиты локомотива происходит при постоянной силе.

Система пассивной безопасности вагонов поезда конструктивно отличается от СПБ локомотива. Энергопоглощающие устройства на локомотиве имеют более высокий уровень

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

енергопоглощения, чем УПЭ, установленные на вагонах. Промежуточные вагоны оборудуются сдвигаемыми сцепными устройствами БСУ-3 с поглощающими аппаратами Р-5П, концевые вагоны – сдвигаемыми БСУ-3 для сцепления

с соседним вагоном и автосцепками СА-3 для сцепления с локомотивом. Алгоритм вычисления усилий, возникающих в i -м межвагонном соединении поезда локомотивной тяги постоянного формирования (за исключением соединения первого вагона с локомотивом) в случае аварийного столкновения с препятствием, приведен в работе [5].

Таким образом, для разработки эффективной системы пассивной безопасности на пассажирском подвижном составе необходимо

– обеспечить возможность смещения сцепных устройства и деформирование элементов энергопоглощающих устройств, интегрированных в концевые части рам экипажей, в случае аварии;

– оборудовать экипажи противоположными устройствами для предотвращения напоздания или наезд одного транспортного средства на другое.

Результаты

Аналитически выражения для определения усилий, возникающих в соединении между локомотивами, оборудованными СПБ и сдвигаемыми автосцепками СА-3, при аварийном столкновении двух идентичных поездов могут быть представлены следующим образом:

$$S_n(t) = S_n^*(t) \operatorname{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h));$$

$$qf_n(t) = |q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h)| - 0,5\delta_0 \times$$

$$\times (1 + \operatorname{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h))),$$

где $q_n(t), \dot{q}_n(t)$ – относительные перемещения и скорости центров масс локомотивов при столкновении поездов соответственно; t – текущее время; h – шаг интегрирования; δ_0 – максимальная величина зазора в соединении между локомотивами; ξ_n^* – деформация устройств пассивной защиты в соединении между локомотивами; ξ_n – остаточная продольная деформация конструкций локомотивов;

$$S_n^*(t) = \begin{cases} 0, \text{ если } qf_n(t) \leq 0; \\ \text{при } 0 < qf_n(t) \leq \Delta_a^n : \\ \min \{ S_n^n(t), S_k^n(t) \}, \text{ если} \\ \dot{q}_n(t) \operatorname{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h)) > 0 \\ \text{либо} \\ \max \{ S_p^n(t), S_k^n(t) \}, \text{ если} \\ \dot{q}_n(t) \operatorname{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h)) \leq 0; \\ \text{при } qf_n(t) > \Delta_a^n : \\ S_k^n(t), \text{ если } qf_n(t) \leq \Delta_{np}^n; \\ 0, \text{ если } \Delta_{np}^n < qf_n(t) \leq \Delta_0^n; \\ \min \{ S_1^n(t), S_k^n(t) \}, \\ \text{если } \Delta_0^n < qf_n(t) \leq \Delta_1^n; \\ \min \{ S_{kp1}^{*n}(t), S_k^n(t) \}, \\ \text{если } \Delta_1^n < qf_n(t) \leq \Delta_2^n; \\ \min \{ (S_{kp1}^{*n}(t) + S_2^n(t)), S_k^n(t) \}, \\ \text{если } \Delta_2^n < qf_n(t) \leq \Delta_3^n; \\ \min \{ (S_{kp1}^{*n}(t) + S_{kp2}^{*n}(t)), S_k^n(t) \}, \\ \text{если } \Delta_3^n < qf_n(t) \leq \Delta_{\max}^n; \\ \text{при } qf_n(t) > \Delta_{\max}^n : \\ S_k^n(t), \text{ если} \\ S_k^n(t) - \beta_n \dot{q}_n(t) \operatorname{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \\ - \xi_n(t-h)) < S_s^n(t-h); \\ S_s^n(t), \text{ если} \\ S_k^n(t) - \beta_n \dot{q}_n(t) \operatorname{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \\ - \xi_n(t-h)) \geq S_s^n(t-h); \end{cases}$$

S_a^n, Δ_a^n – сила закрытия и полная деформация поглощающих аппаратов в соединении между локомотивами соответственно; $S_n^n(t), S_p^n(t)$ – усилия на участках нагрузки и разгрузки силовой характеристики взаимодействия локомотивов при работе поглощающих аппаратов;

$$S_n^n(t) = \begin{cases} k_n^{1n} qf_n(t), \text{ если } qf_n(t) \leq d_1^n; \\ k_n^{1n} d_1^n + k_n^{2n} (qf_n(t) - d_1^n), \text{ если } d_1^n < qf_n(t); \end{cases}$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$S_p^n(t) = (1 - \eta_n) S_n^n(t);$$

k_n^{1n}, k_n^{2n} – жесткости при нагрузке в силовой характеристике на участке работы поглощающих аппаратов с нелинейными характеристиками; d_1^n – координата узловой точки в случае билинейной аппроксимации силовой характеристики поглощающих аппаратов локомотивов; η_n – коэффициент поглощения энергии при работе поглощающих аппаратов локомотивов; $S_n^n(t)$ – усилие, возникающее в конструкции кузова локомотива при упругих деформациях;

$$\begin{aligned} S_n^n(t) = & \tilde{S}_n(t-h) + \\ & + \left[k_n^n (q_n(t) - q_n(t-h)) + \beta_n \dot{q}_n(t) \right] \times \\ & \times \text{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h)); \\ \tilde{S}_n(t-h) = & \begin{cases} 0, & \text{если } S_n^*(t-h) = 0; \\ S_n^n(t-h) \vee S_p^n(t-h), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_n^n(t-h) \vee S_p^n(t-h); \\ S_1^n(t-h), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_1^n(t-h); \\ S_{kp1}^{*n}(t-h), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_{kp1}^{*n}(t-h); \\ S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_2^n(t-h), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_2^n(t-h); \\ S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_{kp2}^{*n}(t-h), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_{kp2}^{*n}(t-h); \\ S_n^n(t-h) - \beta_n \dot{q}_n(t-h) \text{sign}(q_n(t-h) - \\ - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-2h)), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_n^n(t-h); \\ S_s^n(t-h), & \\ \text{если } S_n^*(t-h) = S_s^n(t-h); \end{cases} \end{aligned}$$

k_n^n – жесткость конструкции кузова локомотива при упругих деформациях; β_n – коэффициент вязкого сопротивления деформированию конструкции локомотива;

$$S_1^n(t) = S_1^n(t-h) + k_{kp1}^n (q_n(t) - q_n(t-h));$$

k_{kp1}^n – совместная жесткость конструкций УПЭ и кузова локомотива при упругих деформациях;

$$S_{kp1}^{*n}(t) = S_{kp1}^n;$$

$$S_2^n(t) = S_2^n(t-h) + k_{kp2}^n (q_n(t) - q_n(t-h));$$

k_{kp2}^n – совместная жесткость конструкций кабины машиниста и кузова локомотива при упругих деформациях;

$$S_{kp2}^{*n}(t) = S_{kp2}^n;$$

S_{kp1}^n, S_{kp2}^n – средние значения усилий, при превышении которых происходит соответственно пластическое деформирование устройств первого и второго уровня крэш-системы локомотива;

$$\Delta_{np}^n = \Delta_a^n + \frac{S_{np}^n - S_a^n}{k_n^n};$$

S_{np}^n – значение усилия, при превышении которого происходит разрушение элементов крепления автосцепного устройства к раме локомотива;

$$\Delta_0^n = \Delta_{np}^n + dz_0^n; \Delta_1^n = \Delta_0^n + dz_1^n;$$

$$\Delta_{\max}^n = \Delta_1^n + dz_2^n; \Delta_2^n = \Delta_a^n + dz_3^n;$$

$$\Delta_3^n = \Delta_2^n + dz_4^n;$$

dz_0^n – расстояние между энергопоглощающими устройствами в соединении между локомотивами при выбранных зазорах в автосцепках ($\delta_0=0$); dz_1^n – максимальная суммарная упругая деформация УПЭ в соединении между локомотивами; dz_2^n – максимальная суммарная пластическая деформация УПЭ в соединении между локомотивами; dz_3^n – расстояние в соединении между кабинами машинистов локомотивами при выбранных зазорах в автосцепках ($\delta_0=0$); dz_4^n – максимальная суммарная упругая деформация жертвенных зон кабин машинистов в соединении между локомотивами;

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$\xi_n^*(t) = \xi_n^*(t-h) + (q_n(t) - q_n(t-h))$$

при $\Delta_1^n < q_f^n(t) \leq \Delta_{\max}^n$; S_s^{0n} – усилие, соответствующее начальному пределу текучести кузова локомотива; $S_s^n(t)$ – усилие, соответствующее пластическим деформациям кузова локомотива;

$$S_s^n(t) = \begin{cases} S_s^{0n}, & \text{если } \xi_n(t) = 0; \\ \text{в противном случае} \\ S_s^n(t-h) + \frac{k_{nn}^n}{k_{\kappa}^n} \left[S_{\kappa}^n(t) - \beta_n \dot{q}_n(t) \text{sign}(q_n(t) - \right. \\ \left. - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h)) - S_s^n(t-h) \right]; \end{cases}$$

$$\xi_n(t) = \xi_n(t-h) + (S_s^n(t) - S_s^n(t-h)) (1/k_{nn}^n - 1/k_{\kappa}^n) \times \times \text{sign}(q_n(t) - \xi_n^*(t-h) - \xi_n(t-h));$$

k_{nn}^n – жесткость конструкции кузова локомотива при пластических деформациях.

При численной отработке сценария столкновения поезда локомотивной тяги с грузовым вагоном без СПБ описанный алгоритм вычисления усилий может быть применен путем уточнения описания и задания следующих параметров:

– dz_0^n – расстояние между рамой грузового вагона и УПЭ локомотива при выбранных зазорах в автосцепках ($\delta_0=0$);

– dz_1^n – максимальная упругая деформация УПЭ в соединении грузового вагона и локомотива;

– dz_2^n – максимальная пластическая деформация УПЭ в соединении грузового вагона и локомотива;

– dz_3^n – расстояние между рамой грузового вагона и кабиной машиниста локомотива при выбранных зазорах в автосцепках ($\delta_0=0$);

– dz_4^n – максимальная упругая деформация жертвенной зоны кабины машиниста в соединении грузового вагона и локомотива.

Рассмотрим механизм работы системы пассивной безопасности в соединении локомотива с первым вагоном. Локомотив и первый (последний) вагон оборудованы СПБ. В качестве

сцепного устройства используются автосцепки СА-3: стандартная (несдвигаемая) автосцепка на вагоне и сдвигаемая типа push-back coupler на локомотиве. Распределение суммарной энергоемкости между УПЭ на локомотиве и первом вагоне выполнено так, что большая часть энергии соударения поглощается УПЭ локомотива.

Отличительные особенности работы СПБ в соединении локомотива с первым (последним) вагоном поезда заключаются в следующем:

– автосцепки СА-3, которыми оборудованы локомотив и первый (последний) вагон, по-разному работают в аварийной ситуации;

– характеристики УПЭ на первом вагоне выбраны таким образом, что критическая сила, при которой начинается их пластическое деформирование, значительно ниже, чем критическая сила для УПЭ на локомотиве.

Когда ход поглощающих аппаратов выбран, усилия через автосцепные устройства передаются на рамы экипажей. При достижении силы в соединении заданного граничного значения S_{np}^n происходит разрушение элементов крепления автосцепки СА-3 к раме локомотива и увод автосцепок под раму локомотива. До момента соприкосновения устройств поглощения энергии на первом вагоне и локомотиве усилие взаимодействия равно нулю. Когда УПЭ соприкоснулись, срабатывают противоподъемные устройства, и начинают деформироваться по заданному сценарию УПЭ на вагоне. После полной отработки УПЭ на вагоне нагрузка через УПЭ на локомотиве передается на раму экипажа. В силовой характеристике это соответствует вычислению усилий при упругих деформациях конструкции кузова вагона. Когда усилия достигнут значений, при которых вступает в работу крэш-система локомотива, дальнейший процесс поглощения энергии соударения в соединении первого вагона и локомотива происходит аналогично, как в случае соударения локомотива с грузовым вагоном: начинают деформироваться УПЭ первого уровня на локомотиве, затем подключаются устройства второго уровня. Если крэш-система локомотива полностью сработала, усилия снова передаются на конструкции кузовов экипажей.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Математически алгоритм вычисления продольных усилий, возникающих в соединении первого вагона и локомотива при сверхнормативном соударении поезда с преградой, может быть представлен следующим образом:

$$S_1^g(t) = S_1^{*g}(t) \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-h)),$$

$$S_1^{*g}(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } qf_{e1}(t) \leq 0; \\ \text{при } 0 < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{a1}^g: \\ \min \{ S_{n1}^g(t), S_{k1}^g(t) \}, & \text{если} \\ \dot{q}_{e1}(t) \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-h)) > 0 \\ \text{либо} \\ \max \{ S_{p1}^g(t), S_{k1}^g(t) \}, & \text{если} \\ \dot{q}_{e1}(t) \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-h)) \leq 0; \\ \text{при } qf_{e1}(t) > \Delta_{a1}^g: \\ S_{k1}^g(t), & \text{если } qf_{e1}(t) \leq \Delta_{np}^g; \\ 0, & \text{если } \Delta_{np}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{01}^g; \\ \min \{ S_{11}^g(t), S_{k1}^g(t) \}, & \\ \text{если } \Delta_{01}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{11}^g; \\ \min \{ S_{kp1}^g(t), S_{k1}^g(t) \}, & \\ \text{если } \Delta_{11}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{21}^g; \\ \min \{ S_{kp1}^g(t) + S_1^g(t), S_{k1}^g(t) \}, & \\ \text{если } \Delta_{21}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{31}^g; \\ \min \{ (S_{kp1}^g(t), S_{k1}^g(t)) \}, & \\ \text{если } \Delta_{31}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{41}^g; \\ \min \{ (S_{kp1}^g(t) + S_2^g(t), S_{k1}^g(t)) \}, & \\ \text{если } \Delta_{41}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{51}^g; \\ \min \{ (S_{kp1}^g(t) + S_{kp2}^g(t), S_{k1}^g(t)) \}, & \\ \text{если } \Delta_{51}^g < qf_{e1}(t) \leq \Delta_{\max 1}^g; \\ \text{при } qf_{e1}(t) > \Delta_{\max 1}^g: \\ S_{k1}^g(t), & \text{если} \\ S_{k1}^g(t) - \beta_{e1} \dot{q}_{e1}(t) \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \\ - \xi_{e1}(t-h)) < S_{s1}^g(t-h); \\ S_{s1}^g(t), & \text{если} \\ S_{k1}^g(t) - \beta_{e1} \dot{q}_{e1}(t) \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \\ - \xi_{e1}(t-h)) \geq S_{s1}^g(t-h); \end{cases}$$

$$qf_{e1}(t) = \left| q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-h) \right| - 0,5\delta_0 \times \\ \times (1 + \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-h))),$$

где $q_{e1}(t), \dot{q}_{e1}(t)$ – относительные перемещения и скорости центров масс локомотива и первого вагона соответственно; t – текущее время; h – шаг интегрирования; δ_0 – максимальная величина зазора в соединении первого вагона с локомотивом; ξ_{e1}^* – деформация устройств пассивной защиты в соединении первого вагона с локомотивом; ξ_{e1} – остаточная продольная деформация конструкции кузова вагона; S_{a1}^g, Δ_{a1}^g – соответственно сила закрытия и полная деформация поглощающих аппаратов в соединении первого вагона с локомотивом; $S_{n1}^g(t), S_{p1}^g(t)$ – усилия на участках нагрузки и разгрузки силовой характеристики взаимодействия первого вагона и локомотива при работе поглощающих аппаратов;

$$S_{n1}^g(t) = \begin{cases} k_{n1}^{1g} qf_{e1}(t), & \text{если } qf_{e1}(t) \leq d_{11}^g; \\ k_{n1}^{1g} d_{11}^g + k_{n1}^{2g} (qf_{e1}(t) - d_{11}^g), & \text{если } d_{11}^g < qf_{e1}(t); \end{cases}$$

$$S_{p1}^g(t) = (1 - \eta_{e1}) S_{n1}^g(t);$$

k_{n1}^{1g}, k_{n1}^{2g} – жесткости при нагрузке на участке работы поглощающих аппаратов с нелинейными характеристиками в соединении первого вагона с локомотивом; d_{11}^g – координата узловой точки в случае билинейной аппроксимации силовой характеристики поглощающих аппаратов вагона; η_{e1} – коэффициент поглощения энергии при работе поглощающих аппаратов; $S_{k1}^g(t)$ – усилие, возникающее в конструкции кузова первого вагона при упругих деформациях;

$$S_{k1}^g(t) = \tilde{S}_1^g(t-h) + \\ + \left[k_{k1}^g (q_{e1}(t) - q_{e1}(t-h)) + \beta_{e1} \dot{q}_{e1}(t) \right] \times \\ \times \operatorname{sign}(q_{e1}(t) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-h));$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$\tilde{S}_1^e(t-h) = \begin{cases} 0, & \text{если } S_1^{*e}(t-h) = 0; \\ S_{h1}^e(t-h) \vee S_{p1}^e(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{h1}^e(t-h) \vee S_{p1}^e(t-h); \\ S_{11}^e(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{11}^e(t-h); \\ S_{kp1}^{*e}(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{kp1}^{*e}(t-h); \\ S_{kp1}^{*e}(t-h) + S_1^n(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{kp1}^{*e}(t-h) + S_1^n(t-h); \\ S_{kp1}^{*n}(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{kp1}^{*n}(t-h); \\ S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_2^n(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_2^n(t-h); \\ S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_{kp2}^{*n}(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{kp1}^{*n}(t-h) + S_{kp2}^{*n}(t-h); \\ S_{k1}^e(t-h) - \beta_{e1} \dot{q}_{e1}(t-h) \times \\ \times \text{sign}(q_{e1}(t-h) - \xi_{e1}^*(t-h) - \xi_{e1}(t-2h)), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{k1}^e(t-h); \\ S_{s1}^e(t-h), & \\ \text{если } S_1^{*e}(t-h) = S_{s1}^e(t-h); \end{cases}$$

k_{k1}^e – жесткость конструкции кузова первого вагона при упругих деформациях; β_{e1} – коэффициент вязкого сопротивления деформированию конструкции вагона;

$$S_{11}^e(t) = S_{11}^e(t-h) + k_{kp1}^e(q_{e1}(t) - q_{e1}(t-h));$$

k_{kp1}^e – совместная жесткость конструкций УПЭ вагона, УПЭ локомотива и кузова первого вагона при упругих деформациях;

$$S_{kp1}^{*e}(t) = S_{kp1}^e;$$

$$S_1^n(t) = S_1^n(t-h) + k_{kp1}^n(q_{e1}(t) - q_{e1}(t-h));$$

k_{kp1}^n – совместная жесткость конструкции УПЭ локомотива и кузова вагона при упругих деформациях;

$$S_{kp1}^{*n}(t) = S_{kp1}^n;$$

$$S_2^n(t) = S_2^n(t-h) + k_{kp2}^n(q_{e1}(t) - q_{e1}(t-h));$$

k_{kp2}^n – совместная жесткость конструкции кабины машиниста и кузова вагона при упругих деформациях;

$$S_{kp2}^{*n}(t) = S_{kp2}^n;$$

S_{kp1}^e , S_{kp1}^n и S_{kp2}^n – средние значения усилий, при превышении которых происходит пластическое деформирование устройств УПЭ вагона, элементов первого и второго уровня крэш-системы локомотива соответственно;

$$\Delta_{np}^n = \Delta_{a1}^e + \frac{S_{np}^n - S_{a1}^e}{k_{k1}^e};$$

S_{np}^n – значение усилия, при превышении которого происходит разрушение элементов крепления автосцепного устройства к раме локомотива;

$$\Delta_{01}^e = \Delta_{np}^n + dz_{01}; \quad \Delta_{11}^e = \Delta_{01}^e + dz_{11};$$

$$\Delta_{21}^e = \Delta_{11}^e + dz_{21}; \quad \Delta_{31}^e = \Delta_{21}^e + dz_{31};$$

$$\Delta_{41}^e = \Delta_{31}^e + dz_{41}; \quad \Delta_{51}^e = \Delta_{41}^e + dz_{51};$$

$$\Delta_{\max 1}^e = \Delta_{31}^e + dz_{61};$$

dz_{01} – расстояние между УПЭ в соединении первого вагона с локомотивом при выбранных зазорах в автосцепках ($\delta_0=0$); dz_{11} – максимальная упругая деформация межвагонного соединения при совместной работе УПЭ вагона, УПЭ локомотива и конструкции кузова вагона; dz_{21} – максимальная пластическая деформация УПЭ вагона; dz_{31} – максимальная упругая деформация межвагонного соединения при совместной работе УПЭ локомотива и конструкции кузова вагона и изменении силы от S_{kp1}^e до S_{kp1}^n ; dz_{41} – расстояние между кузовом вагона и кабиной машиниста локомотива при максимальной деформации УПЭ вагона; dz_{51} – максимальная упругая деформация межвагонного соединения при совместной работе кабины машиниста локомотива и конструкции

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

кузова вагона; dz_{61} – максимальная упругопластическая деформация УПЭ локомотива;

$$\xi_{61}^*(t) = \xi_1^*(t) + \xi_2^*(t),$$

$$\xi_1^*(t) = \xi_1^*(t-h) + (q_{61}(t) - q_{61}(t-h))$$

при $\Delta_{11}^e < qf_{61}(t) \leq \Delta_{21}^e$;

$$\xi_2^*(t) = \xi_2^*(t-h) + (q_{61}(t) - q_{61}(t-h))$$

при $\Delta_{31}^e < qf_{61}(t) \leq \Delta_{\max 1}^e$;

S_{s1}^{0e} – усилие, соответствующее начальному пределу текучести кузова первого вагона; $S_{s1}^e(t)$ – усилие, соответствующее пластическим деформациям кузова первого вагона;

$$S_{s1}^e(t) = \begin{cases} S_{s1}^{0e}, & \text{если } \xi_{61}(t) = 0; \\ \text{в противном случае} \\ S_{s1}^e(t-h) + \frac{k_{n1}^e}{k_{k1}^e} \left[S_{k1}^e(t) - \beta_{61} \dot{q}_{61}(t) \text{sign}(q_{61}(t) - \xi_{61}^*(t-h) - \xi_{61}(t-h)) - S_{s1}^e(t-h) \right]; \end{cases}$$

$$\xi_{61}(t) = \xi_{61}(t-h) + (S_{s1}^e(t) - S_{s1}^e(t-h)) \times (1/k_{n1}^e - 1/k_{k1}^e) \text{sign}(q_{61}(t) - \xi_{61}^*(t-h) - \xi_{61}(t-h));$$

k_{n1}^e – жесткость конструкции кузова вагона при пластических деформациях.

Научная новизна и практическая значимость

Предложен алгоритм, позволяющий учесть особенности работы межвагонного соединения поезда локомотивной тяги, сформированного из электровоза и вагонов нового поколения, при исследовании динамических процессов, протекающих в поезде в случае его аварийного столкновения с препятствием на железнодорожном пути.

Выводы

Разработанные алгоритмы вычисления усилий взаимодействия экипажей пассажирского поезда локомотивной тяги, оборудованных системами пассивной безопасности, могут быть

использованы при математическом моделировании тестовых сценариев столкновения эталонного поезда с препятствием для отработки систем пассивной безопасности на этапе проектирования пассажирского подвижного состава нового поколения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Анализ применения автосцепного устройства БСУ-3 на пассажирском подвижном составе / С. А. Скороход, С. А. Столетов, Д. О. Босецкая, А. А. Гречкин // Вагонный парк. – 2011. – № 9. – С. 28–29.
2. ГОСТ 32410-2013 (EN 15227 : 2008+A1 : 2010, NEQ). Межгосударственный стандарт. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля. – Введ. 2014-07-01. – Москва : Стандартиформ, 2014. – 11 с.
3. ГОСТ Р 53076-2008 (EN 12663 : 2000). Рельсовый транспорт. Требования к прочности кузовов железнодорожного подвижного состава. – Введ. 2008-12-18. – Москва : Стандартиформ, 2008. – 12 с.
4. Кобищанов, В. В. Исследование безопасности эксплуатации пассажирских вагонов, оборудованных беззазорными сцепными устройствами, в поездах постоянного формирования / В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин // Вісн. Східноукраїн. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2011. – № 4 (158). – Ч. 2. – С. 46–49.
5. Науменко, Н. Е. Моделирование аварийного соударения с преградой пассажирского поезда, оборудованного системой пассивной безопасности / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа // Техн. механика. – 2014. – № 4. – С. 65–74.
6. 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 та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2013. – № 1 (43). – С. 154–161. doi: 10.15802/stp2013/9585.
7. Соболевская, М. Б. Основные положения концепции пассивной защиты скоростного пассажирского поезда при аварийных столкновениях / М. Б. Соболевская, С. А. Сирота // Техн. механика. – 2015. – № 1. – С. 84–96.
8. EN 15227. Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. –

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

- Brussel : European committee for standardization, 2008. – 37 p. doi: 10.3403/30133941.
9. EN 12663-1:2010. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2010. – 18 p.
 10. Llana, P. Preliminary development of locomotive crashworthy components / P. Llana, R. Stringfellow // Proc. of the ASME/ASCE/IEEE. 2011 Joint Rail Conf. (16.03-18.03.2011). – Pueblo, Colorado, USA, 2011. – P. 11–20. doi: 10.1115/jrc2011-56104.
 11. Llana, P. Preliminary finite element analysis of locomotive crashworthy components / P. Llana, R. Stringfellow, R. Mayville // Proc. of the ASME/IEEE 2013 Joint Rail Conf. (15.04-18.04. 2013). – Knoxville, TN, USA, 2013. – P. 1–11. doi:10.1115/jrc2013-2546.
 12. Locomotive Crashworthiness Requirements : AAR S-580 Standard. – Washington : Association of American Railroads, 2008. – 44 p.
 13. Modelling and analysis of the crush zone of a typical Australian passenger train / Y. Q. Sun, C. Cole, M. Dhanasekar, D. P. Thambiratnam // Vehicle System Dynamics : Intern. J. of Vehicle Mechanics and Mobility. – 2012. – Vol. 50, № 7. – P. 1137–1155. doi:10.1080/00423114.2012.656658.

Н. Ю. НАУМЕНКО¹, І. Ю. ХИЖА^{2*}

¹Від. «Динаміка багатовимірних механічних систем», Інститут технічної механіки НАН України і ДКА України, вул. Лешко-Попеля, 15, Дніпропетровськ, Україна, 49005, тел. +38 (056) 375 68 01, ел. пошта nenaumenko@gmail.com, ORCID 0000-0002-6913-2568

^{2*}Від. «Динаміка багатовимірних механічних систем», Інститут технічної механіки НАН України і ДКА України, вул. Лешко-Попеля, 15, Дніпропетровськ, Україна, 49005, тел. +38 (056) 46 79 35, ел. пошта inkhizha@gmail.com, ORCID 0000-0002-7103-7754

МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЕКІПАЖІВ ПАСАЖИРСЬКОГО ПОЇЗДА, ОБЛАДНАНОГО СИСТЕМОЮ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ, ПРИ АВАРІЙНОМУ ЗІТКНЕННІ З ПЕРЕШКОДОЮ

Мета. Розвиток високошвидкісного руху на залізничному транспорті вимагає поновлення вимог до конструкції пасажирського рухомого складу та перегляду стандартів безпеки при аварійних зіткненнях поїздів із перешкодою. До конструкції екіпажів нового покоління висуваються вимоги щодо обладнання їх пасивними креш-системами, що забезпечують безпеку пасажирів та персоналу в аварійній ситуації. Випробування креш-систем пасажирського рухомого складу є тривалими в часі та вимагають значних матеріальних витрат. Із метою відпрацювання тестових сценаріїв зіткнення рухомого складу з перешкодою та оцінки показників поглинання енергії зіткнення пристроями пасивного захисту в роботі застосовується комп'ютерне моделювання. Першим етапом проведення досліджень динамічних процесів, що виникають у поїзді при наднормативних ударних навантаженнях, є оцінка максимальних значень стискальних сил у міжвагонних з'єднаннях поїзда, локомотив та вагони якого обладнано системами пасивної безпеки. **Методика.** На підставі концепції щодо пасивного захисту пасажирського рухомого складу для колії із шириною 1 520 мм при аварійних зіткненнях запропонована концептуальна система пасивної безпеки для пасажирських поїздів локомотивної тяги, сформованих із екіпажів нового покоління. Системою пасивної безпеки рекомендується обладнувати як локомотив, так і вагони. Для попередньої оцінки виконання вимог до системи пасивної безпеки пасажирського поїзда при аварійних зіткненнях, як правило, використовується спрощена дискретно-масова модель, в якій поїзд розглядається як одномірний ланцюжок твердих тіл, з'єднаних істотно нелінійними елементами, що деформуються. **Результати.** Розроблено алгоритм обчислення зусиль у міжвагонних з'єднаннях поїзда локомотивної тяги постійного формування, який враховує специфіку роботи зчіпних пристроїв, пристроїв поглинання енергії та пружнопластичні властивості конструкцій кузовів екіпажів при аварійних зіткненнях. **Наукова новизна.** Запропонований алгоритм дозволяє врахувати особливості формування поїзда локомотивної тяги нового покоління та роботи міжвагонного з'єднання при дослідженні динамічних процесів, що мають місце в поїзді при його аварійному зіткненні з перешкодою на залізничній колії. **Практична значимість.** Розроблені алгоритми обчислення зусиль взаємодії екіпажів пасажирського поїзда локомотивної тяги, обладнаних системами пасивної безпеки, можуть бути використані при математичному моделюванні тестових сценаріїв зіткнення еталонного поїзда з перешкодою для відпрацювання системи пасивної безпеки на етапі проектування пасажирського рухомого складу нового покоління.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Ключові слова: система пасивної безпеки; пасажирський поїзд; локомотивна тяга; постійне формування; тестові сценарії; аварійні зіткнення поїзда з перешкодою

N. YE. NAUMENKO¹, I. YU. KHYZHHA^{2*}

¹Dep. «Dynamics of Multidimensional Mechanical Systems», Institute of Technical Mechanics of NAS Ukraine and SSA Ukraine, Leshko-Popel St., 15, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49005, tel. +38 (056) 375 68 01, e-mail nenaumenko@gmail.com, ORCID 0000-0002-6913-2568

^{2*}Dep. «Dynamics of Multidimensional Mechanical Systems», Institute of Technical Mechanics of NAS Ukraine and SSA Ukraine, Leshko-Popel St., 15, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49005, tel. +38 (056) 46 79 35, e-mail inkhizha@gmail.com, ORCID 0000-0002-7103-7754

MODELING OF INTERACTION OF THE PASSENGER TRAIN VEHICLES, EQUIPPED BY PASSIVE SAFETY, AT ACCIDENTAL COLLISION WITH OBSTACLE

Purpose. The development of high-speed railway traffic requires the updating of requirements for the design of passenger rolling stock and revision of safety standards on emergency situation of trains with an obstacle. To the construction crews of the new generation demands by equipping them with passive crash systems, ensuring the safety of passengers and personnel in an emergency situation. In order to refine test scenarios train collision with an obstacle and evaluation indicators of energy absorption of the collision of the passive protection devices which are used in computer modeling. The first step in the research of dynamic processes in the train when excessive shock effects, is to assess the maximum values of the compressive forces generated in intercar compound trains, locomotive and cars which are equipped with passive safety systems. **Methodology.** Based on the concept of passive protection of passenger rolling stock for track with width of 1 520 mm on emergency situation the conceptual passive safety system for passenger trains with locomotive traction are formed from the crews of the new generation was proposed. The passive safety system is recommended to be equipped both the locomotive and cars. For a preliminary assessment of compliance for the passive safety system of a passenger train on emergency situation, as a rule, the simplified discrete-mass model is used, in which the train is considered as one-dimensional chain of rigid bodies connected by nonlinear deformable elements. **Findings.** The algorithm for computing efforts in the interconnections of the train locomotive traction of the permanent formation is developed, taking into account the specifics of work of coupling devices, devices, energy absorption and elastic-plastic properties of the body structure of crews at emergency situation. **Originality.** The proposed algorithm allows taking into account the peculiarities of train locomotives of the new generation and the work of the inter-connections in the study of dynamic processes in train in case of emergency situation with an obstacle on the railway track. **Practical value.** Developed algorithms for computing the efforts of the interaction of the crews of passenger trains with locomotive traction, equipped with passive safety systems that can be used in mathematical modeling of test reference collision scenarios of trains with obstacles for improvement of passive safety systems in the design phase of the passenger rolling stock of new generation.

Keywords: passive safety system; passenger train; locomotive traction; permanent formation; test scenarios; emergency train collision with an obstacle

REFERENCES

1. Skorokhod S.A., Stoletov S.A., Bosetskaya D.O., Grechkin A.A. Analiz primeneniya avtostsepnogo ustroystva BSU-3 na passazhirskom podvizhnom sostave [Analysis of the use of automatic coupling device BSU-3 on passenger rolling stock]. *Vagonnyy park – Car fleet*, 2011, no. 9, pp. 28-29.
2. GOST 32410-2013 (EN 15227:2008+A1:2010, NEQ). *Mezhgosudarstvennyy standart. Kresh-sistemy avariynye zhelezodorozhnogo podvizhnogo sostava dlya passazhirskikh perevozok. Tekhnicheskiye trebovaniya i metody kontrolya*. [State standart 32410-2013 (EN 15227:2008+A1:2010, NEQ). Interstate standard. A crash system of railway rolling stock for passenger transport. Technical requirements and methods of control]. Moscow, Standartinform Publ., 2014. 11 p.
3. GOST R 53076-2008 (YeN 12663:2000). *Relsovyiy transport. Trebovaniya k prochnosti kuzovov zhelezodorozhnogo podvizhnogo sostava* [State standart R 53076-2008 (EN 12663:2000). Rail transport. The requirements for the strength of the body of railway rolling stock.]. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 12 p.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

4. Kobishchanov V.V., Antipin D.Ya. Issledovaniye bezopasnosti ekspluatatsii passazhirskikh vagonov, oborudovannykh bezzazornymi stsepnymi ustroystvami, v poyezdakh postoyannogo formirovaniya [A study of the safe operation of passenger cars equipped with no-backlash couplings, in trains of permanent formation]. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni V. Dalia* [Bulletin of the East Ukrainian National University named after V. Dahl], 2011, no. 4 (158), part 2, pp. 46-49.
5. Naumenko N.Ye., Khizha I.Yu. Modelirovaniye avariynogo soudareniya s pregradoy passazhirskogo poezda, oborudovannogo sistemoy passivnoy bezopasnosti [Modeling of accidental collision with an obstacle passenger trains equipped with passive safety systems]. *Tekhnicheskaya mekhanika – Technical Mechanics*, 2014, no. 4, pp. 65-74.
6. Naumenko N.Ye., Khizha I.Yu. Otsenka vliyaniya raboty ustroystv sistemy passivnoy bezopasnosti passazhirskogo lokomotiva na ego dinamicheskuyu nagruzhennost pri avariynom stolknovenii s prepyatstviem na zheleznoy doroge [Influence assessment of the passive restraint system devices of the passenger locomotive on its dynamic loading during accident on the railroad]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2013, no. 1 (43), pp. 154-161. doi: 10.15802/stp2013/9585.
7. Sobolevskaya M.B., Sirota S.A. Osnovnyye polozheniya kontseptsii passivnoy zashchity skorostnogo passazhirskogo poyezda pri avariynykh stolknoveniyakh [The basic concept of passive protection of high-speed passenger trains on accidental collisions]. *Tekhnicheskaya mekhanika – Technical Mechanics*, 2015, no. 1, pp. 84-96.
8. *EN 15227. Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies*. Brussel, European committee for standardization Publ., 2008. 37 p.
9. *EN 12663-1:2010. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies*. Brussel, European committee for standardization Publ., 2010. 18 p.
10. *Locomotive Crashworthiness Requirements: AAR S-580 Standard*. Washington, Association of American Railroads Publ., 2008. 44 p.
11. Llana P., Stringfellow R. Preliminary development of locomotive crashworthy components. *Proc. of the ASME/ASCE/IEEE. 2011 Joint Rail Conference* (16.03–18.03. 2011). Pueblo, Colorado, USA, 2011, pp. 11-20. doi: 10.1115/jrc2011-56104.
12. Llana P., Stringfellow R., Mayville R. Preliminary finite element analysis of locomotive crashworthy components. *Proc. of the ASME/IEEE. 2013 Joint Rail Conf.* (15.04.–18.04. 2013). Knoxville, TN, USA, 2013, pp. 1-11. doi: 10.1115/jrc2013-2546.
13. Sun Y. Q., Cole C., Dhanasekar M., Thambiratnam D.P. Modelling and analysis of the crush zone of a typical Australian passenger train. *Vehicle System Dynamics: Intern. Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2012, vol. 50, no. 7, pp. 1137-1155. doi:10.1080/00423114.2012.656658.

Статья рекомендована к публикации д.т.н., ст.науч.сотр. Н. А. Радченко (Украина); д.т.н., проф. С. В. Мямлиным (Украина)

Поступила в редколлегию 12.03.2015

Принята к печати 28.07.2015