УДК 625.032.4

Н. Е. НАУМЕНКО, И. Ю. ХИЖА

МОДЕЛИРОВАНИЕ АВАРИЙНОГО СОУДАРЕНИЯ С ПРЕГРАДОЙ ПАССАЖИРСКОГО ПОЕЗДА, ОБОРУДОВАННОГО СИСТЕМОЙ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Аварии на железных дорогах происходят во всем мире. Постоянное совершенствование предупредительных мер не снимает проблемы обеспечения безопасности движения. Поэтому важнейшими задачами, возникающими при организации скоростного движения пассажирских поездов, являются разработка и создание железнодорожных экипажей нового поколения с эффективными системами пассивной безопасности. Математическое моделирование динамической нагруженности пассажирского поезда, оборудованного энергопоглощающими устройствами, при сверхнормативных соударениях позволяет на стадии проектирования оценить конструктивные решения и провести ряд численных экспериментов без крупных капитальных затрат. Выполнено компьютерное моделирование аварийных столкновений, имевших место на железной дороге с шириной колеи 1520 мм. Показано, что для обеспечения безопасности локомотивной бригады и пассажиров и снижения уровня ускорений экипажей и продольных сжимающих сил в межвагонных соединениях, возникающих при аварийных столкновениях поезда с препятствием, необходимо локомотив и вагоны оборудовать энергопоглощающими устройствами. Для численного моделирования тестовых сценариев столкновения с преградой пассажирского поезда, вагоны которого оборудованы сдвигаемыми беззазорными сцепными устройствами, усовершенствована математическая модель для исследования динамики поезда при сверхнормативных соударениях в части описания силовой характеристики межвагонного соединения с учетом начальной затяжки поглощающих аппаратов, работы беззазорного сцепного устройства и конструкции экипажа, а также устройств системы пассивной безопасности. Усовершенствованная математическая модель может быть использована при численном моделировании тестовых сценариев столкновения пассажирского поезда нового поколения с препятствием для отработки системы пассивной безопасности.

Аварії на залізницях відбуваються в усьому світі. Постійне удосконалення запобіжних заходів не знімає проблеми забезпечення безпеки руху. Тому найважливішими завданнями, що виникають при організації швидкісного руху пасажирських поїздів, є розробка та створення залізничних екіпажів нового покоління з ефективними системами пасивної безпеки. Математичне моделювання динамічної навантаженості пасажирського поїзда, обладнаного енергопоглинальними пристроями, при наднормативних співударах дозволяє на стадії проектування оцінити конструктивні рішення та провести ряд чисельних експериментів без великих капітальних витрат. Виконано комп'ютерне моделювання аварійних зіткнень, що мали місце на залізниці з шириною колії 1520 мм. Показано, що для забезпечення безпеки локомотивної бригади та пасажирів і зниження рівня прискорень екіпажів та поздовжніх стискальних сил в міжвагонних з'єднаннях, що виникають при аварійних зіткненнях поїзда з перешкодою, необхідно локомотив і вагони обладнувати енергопоглинальними пристроями. Для чисельного моделювання тестових сценаріїв зіткнення з перешкодою пасажирського поїзда, вагони якого обладнано зсувними беззазорними зчіпними пристроями, удосконалено математичну модель для дослідження динаміки поїзда при наднормативних співударах в частині опису силової характеристики міжвагонного з'єднання з урахуванням початкової затяжки поглинальних апаратів, роботи беззазорного зчіпного пристрою та конструкції екіпажу, а також пристроїв системи пасивної безпеки. Удосконалена математична модель може бути використана при чисельному моделюванні тестових сценаріїв зіткнення пасажирського поїзда нового покоління з перешкодою для відпрацювання системи пасивної безпеки.

Rail incidents take place throughout the world. Constant improvement of precautions does not alleviate problems of safe traffic. Because of this, the development and creation of railway new-generation vehicles with efficient systems of passive safety are notable problems in management of the high-speed traffic of passenger cars. Mathematical modelling dynamic loading of the passenger car equipped with energy-absorbing devices at ultra-normal collisions allows estimation of designs at the stage of the design and conduction of numerical experiments without high capital expenses. An emergency collision on a railway with 1520 mm gauge is simulated by the computer. It is shown that it is essential to equip a locomotive and cars with energy-absorbing devices for safety of the locomotive crew and passengers and a lowering level of vehicles accelerations and longitudinal compressing forces in intercar coupling at an emergency collision between the train and an obstacle. To simulate numerically test collision scenarios for the passenger train and an obstacle, cars of which are equipped with movable gapless couplers, a mathematical model for dynamics of the train at an ultra-normal collision is improved by describing a force characteristic of the intercar coupling, taking into account an initial tightening absorbing devices, function of the gapless coupler and the vehicle design as well as devices of the passenger safety system. An improved mathematical model can be used for a numerical simulation of test scenarios of a collision between a new-generation passenger train and an obstacle in order to develop out the passive safety system.

Ключевые слова: *сверхнормативные соударения, пассивная безопасность, пассажирский поезд, сцепные устройства*

Введение. Несмотря на меры, предпринятые железными дорогами многих стран по повышению безопасности движения пассажирского подвижного состава и надежности перевозочного процесса, положение с обеспечением безопасности движения остается неблагополучным. В аварийных ситуациях, вызванных столкновением пассажирских поездов с достаточно большой относительной скоростью, возникают значительные сжимающие продольные силы и ускорения, отрицательно влияющие на пассажиров, происходят сложные процессы, связанные с пластическими деформациями конструкций железнодорожных экипажей, с потерей их устойчивости и выжиманием.

Постановка задачи. 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. Для решения данной задачи, как правило, используется дискретно-массовая модель поезда [1 – 3]. Взаимодействие вагонов моделируется путем введения межвагонных связей, силовые характеристики которых определяются типом поглощающих аппаратов автосцепных устройств и свойствами конструкции экипажа.

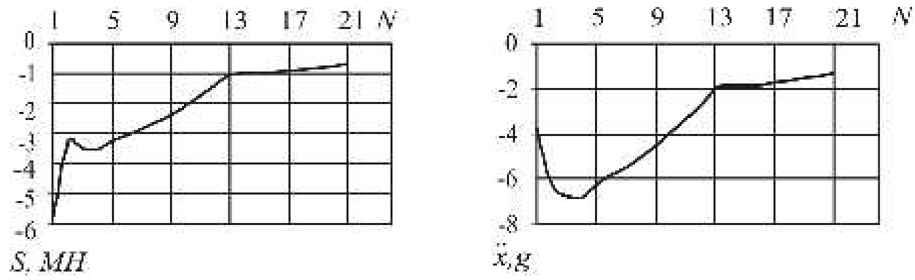
Проведенные теоретические исследования процесса соударения двух одинаковых восьмивагонных электропоездов показали [4], что при деформировании конструкций экипажей только в упругой зоне расчетные значения продольных сил составляют от 7 до 8 МН. При моделировании процесса соударения с учетом пластического деформирования конструкций продольные усилия находятся в диапазоне от 3 до 4,7 МН, что согласуется с данными (3,35 – 4,2) МН, полученными при натурных испытаниях [4]. Согласованность экспериментальных данных и результатов расчета свидетельствует о необходимости учета упругопластических свойств конструкций железнодорожных экипажей при теоретических исследованиях.

Усовершенствованная модель работы межвагонного соединения, учитывающая возможность возникновения пластических деформаций в элементах конструкций экипажей при сверхнормативных нагружениях, использовалась при моделировании аварий, имевших место на железных дорогах колеи 1520 мм.

Компьютерное моделирование соударений поезда с преградой. Выполнено компьютерное моделирование произошедшей на Приднепровской железной дороге аварии, характеризуемой столкновением пассажирского поезда, составленного из 20-ти пассажирских вагонов и электровоза ЧС7, с маневровым тепловозом ЧМЭ3 с относительной скоростью 16 км/ч, а также лобового столкновения пассажирского поезда, следующего по направлению Москва – Тамбов, с тепловозом ТЭП-70 с относительной скоростью 30 км/ч [5].

Результаты численного моделирования показали, что при столкновении поезда с маневровым тепловозом ЧМЭ3 со скоростью 16 км/ч максимальные усилия, действующие на первую секцию локомотива ЧС7 и первые два вагона, следующие за локомотивом, составляют порядка 3,6 МН и 3,1 МН соответственно. Ускорения первой и второй секции локомотива достигают значений 4,1 g и 3,8 g. Уровень ускорений первых пяти вагонов превышает предельное допустимое значение 5 g. В элементах конструкции локомотива возникают пластические деформации. Для первой секции локомотива остаточные деформации составили порядка 0,09 м, для второй – 0,06 м. Локомотив согласно результатам расчета и перечню повреждений требует проведения ремонтных работ.

В случае лобового столкновения пассажирского поезда, сформированного из тепловоза ТЭП-70 и 20-ти вагонов, с тепловозом ТЭП-70 со скоростью 30 км/ч максимальные значения усилий, действующих на локомотивы, достигают 6,0 МН. Уровень усилий в межвагонных соединениях первых пяти вагонов поезда составляет более 3 МН, а их продольные ускорения превышают 5g. На рис. 1 приведены соответственно распределения по длине состава максимальных значений сжимающих усилий, возникающих в межвагонных соединениях (рис. 1а), и продольных ускорений локомотива и вагонов (рис. 1б).



а) б)

Рис. 1

В конструкциях локомотива и первых четырех вагонов имеют место значительные пластические деформации. Величина остаточной деформации конструкции элементов рамы тепловоза пассажирского поезда составила порядка 0,50 м, а вагонов – 0,12 м. Результаты исследований, полученные путем численного моделирования, качественно согласуются с данными экспертного заключения по оценке последствий аварийного столкновения пассажирского поезда с тепловозом ТЭП-70 [6].

Проведенные исследования показали, что ввиду низкой энергоемкости поглощающих аппаратов при столкновении пассажирского поезда с препятствием, масса которого соизмерима с массой локомотива поезда, при относительно невысоких скоростях соударения в элементах конструкций локомотивов возникают повреждения, требующие текущего ремонта. При скоростях столкновения, превышающих 20 км/ч, имеют место серьезные повреждения конструкций локомотива и вагонов поезда, расположенных в первой половине состава, и не обеспечивается безопасность пассажиров и поездной бригады.

Оценка нагруженности пассажирского подвижного состава с системой пассивной безопасности при столкновении с преградой. Как следует из многочисленных теоретических и натурных исследований, проблему безопасности подвижного состава в случае аварийного столкновения невозможно решить одним повышением прочности кузова экипажа, так как вся непогашенная энергия столкновения передается на пассажиров и оборудование салона. Для обеспечения безопасности пассажиров посредством поддержания конструкционной целостности локомотива и вагонов пассажирский подвижной состав необходимо оборудовать дополнительными энергопоглощающими устройствами, за счет деформирования которых, вплоть до полного их разрушения, происходит гашение кинетической энергии удара.

В европейских странах при разработке вновь проектируемого подвижного состава наряду с базовыми требованиями по обеспечению прочности экипажа введены дополнительные требования EN 15227:2008 в отношении системы пассивной безопасности (СПБ) [7]. В стандарте регламентированы основные принципы и критерии пассивной (конструкционной) безопасности подвижного состава, определены сценарии столкновений, отражающие наиболее вероятные аварийные ситуации на железной дороге, и механизмы отработки устройств поглощения энергии. Использование на европейском подвижном составе локомотивной тяги раздельных ударно-тяговых устройств (буферов и винтовой стяжки) в качестве сцепных устройств позволяет реализовать поглощение энергии удара за счет работы крэш-буферов и установленных за ними жертвенных элементов, интегрированных в концевые части рам, обеспечить контакт и работу противоподъемных устройств соударяемых единиц подвижного состава. Такой СПБ оборудованы, например, локомотивы семейства Prima II компании Alstom [8]. На рис. 2 показан поэтапный процесс деформирования крэш-буферов и предохранительного модуля, установленных на локомотивах Prima II, при аварийном соударении.

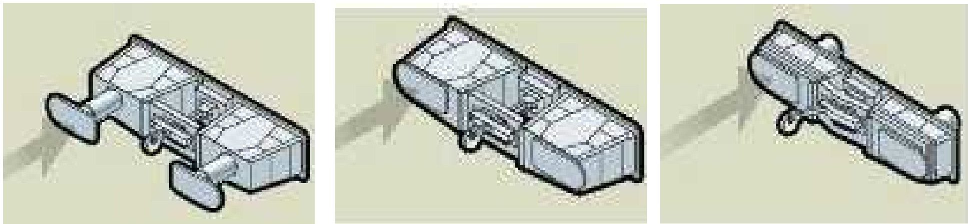
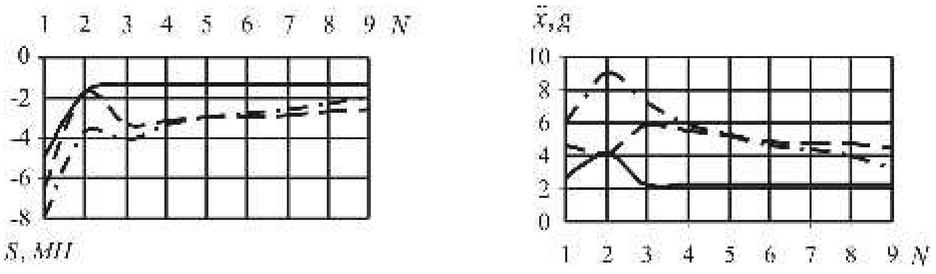


Рис. 2

Для отработки разработанной математической модели аварийного соударения с препятствием поезда, локомотив которого оборудован системой пассивной безопасности, проведен расчет процесса столкновения со скоростью 36 км/ч эталонного поезда, состоящего из локомотива Prima II и грузового вагона, с неподвижно стоящим вагоном. Показана эффективность работы системы пассивной безопасности, которая позволяет обеспечить целостность конструкции локомотива Prima II и защиту локомотивной бригады при скоростях столкновения до 36 км/ч [9].

С целью оценки влияния энергопоглощающих устройств системы пассивной безопасности 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 [10]. На рис. 3 приведены распределения вдоль состава максимальных сжимающих усилий в межвагонных соединениях и продольных ускорений (по модулю) экипажей для случаев, когда экипажи поезда без СПБ; только локомотив оборудован устройствами пассивной защиты (деформация устройства составляет 500 мм); энергопоглощающие устройства установлены и на локомотиве, и на вагонах (деформация устройств составляет 1000 мм и 500 мм соответственно). Предполагалось, что элементы пассивной защиты начинают деформироваться при силе закрытия поглощающих аппаратов ЭПУ-2, которыми оборудованы автосцепные устройства экипажей.



экипажи без СПБ;
защитные устройства на локомотиве с деформацией 500 мм;
защитные устройства на локомотиве и вагонах с деформациями 1000 мм и 500 мм соответственно

Рис. 3

Как видно из результатов исследований, для обеспечения безопасности локомотивной бригады и пассажиров, снижения уровня ускорений экипажей и продольных сжимающих сил в межвагонных соединениях при аварийных столкновениях поезда с преградой необходимо локомотив и вагоны оборудовать энергопоглощающими устройствами.

Алгоритм вычисления усилий в межвагонных соединениях поезда для экипажей с беззазорными сцепными устройствами и СПБ при аварийных соударениях. На постсоветском пространстве в качестве типового сцепного устройства используется автосцепка СА-3, которой оборудуются как грузовые, так и пассажирские вагоны. Наряду с универсальностью автосцепного устройства и возможностью формирования состава из любых вагонов, использование СА-3 на пассажирских вагонах ввиду различий в эксплуатационных требованиях имеет ряд недостатков [11]. В автосцепках СА-3, в отличие от американских автосцепок, в контуре зацепления имеются продольные зазоры. Для обеспечения плавности хода и устранения зазоров на пассажирских вагонах дополнительно устанавливаются буфера, обеспечивающие постоянное натяжение сцепных устройств. Энергоемкость поглощающих аппаратов автосцепки пассажирских вагонов значительно ниже, чем грузовых. Это определяется меньшей массой пассажирских вагонов и меньшими скоростями их соударения при штатных маневровых операциях по сравнению с грузовыми. В случае столкновения пассажирского поезда с препятствием даже с относительно невысокой скоростью соударения поглощающий аппарат полностью выбирает свой ход, и усилия жестко передаются на раму вагона, что может приводить к пластическим деформациям элементов конструкции кузова вагона. Кроме того, наличие автосцепного устройства СА-3 и особенности его функционирования препятствуют работе энергопоглощающих устройств, устанавливаемых в консольных частях рам экипажей, за счет деформации которых должно осуществляться наибольшее гашение кинетической энергии удара в случае столкновения [12].

В настоящее время пассажирский подвижной состав нового поколения (как локомотивной тяги, так и электропоезда) оборудуется беззазорными сцепными устройствами (БСУ), разработанными специалистами ВНИИТрансмаш и ВНИИЖТ (рис. 4) [13]. Беззазорные сцепные устройства обеспечивают жесткое сцепление вагонов, полную взаимозаменяемость с автосцепкой СА-3, комфортный переход из вагона в вагон, тепло- и шумозоляцию салона без установки межтамбурных дверей. Исключение зазоров в межвагонных соединениях позволяет существенно снизить динамические нагрузки при переходных режимах движения поезда, улучшить плавность хода, повысить устойчивость состава от схода с рельсов при аварийных соударениях, сократить габариты и массы сцепок [14]. Беззазорные сцепные устройства используются на отечественных пассажирских поездах нового поколения производства Крюковского вагоностроительного завода [15].


а) б)

а) – БСУ в сцепленном положении;
б) – БСУ в расцепленном положении

Рис. 4

При разработке эффективной системы пассивной безопасности на пассажирском подвижном составе железных дорог с шириной колеи 1520 мм, использующем в качестве сцепных устройств автосцепку СА-3 на локомотиве и во фронтальных частях головных вагонов электропоезда и БСУ в межвагонных соединениях, в первую очередь требуются технические решения по смещению сцепных устройств в подвагонное пространство в случае аварийного соударения по принципу работы push-back coupler [16].

Для численного моделирования тестовых сценариев столкновения с преградой пассажирского поезда, вагоны которого оборудованы СПБ и сдвигаемыми беззазорными сцепными устройствами, усовершенствована ранее разработанная математическая модель для исследования динамики поезда при аварийных соударениях [10, 17] в части описания силовой характеристики межвагонного соединения, учитывающего начальную затяжку поглощающих аппаратов, работу БСУ, конструкции экипажа, а также устройств системы пассивной безопасности. Отметим, что в начальный момент времени, пока усилия не превысили силы начальной затяжки поглощающих аппаратов, относительные перемещения обусловлены только упругими деформациями конструкций экипажей. Затем начинают работать штатные амортизаторы сцепных устройств. Поглощение энергии удара происходит за счет упругой деформации поглощающих аппаратов. После закрытия поглощающих аппаратов нагрузка передается на раму вагона. В силовой характеристике межвагонного соединения это соответствует вычислению усилия при упругих деформациях кузова экипажа. Когда величина продольного усилия превысит заданное предельное значение, происходит срабатывание механизма увода БСУ в подвагонное пространство. Тем самым обеспечивается зазор между окончанием работы поглощающих аппаратов и началом деформации устройств пассивной безопасности. Усилие взаимодействия в межвагонном соединении равно нулю до момента соприкосновения энергопоглощающих элементов, расположенных в хвостовой и передней частях соседних экипажей. Предполагается, что диаграмма деформирования устройств СПБ представлена кусочно-линейной функцией с тремя участками, каждый из которых соответствует деформации энергопоглощающего устройства соответствующего уровня. В случае полного срабатывания устройств пассивной безопасности нагрузки передаются на рамы вагонов, вычисляются усилия, соответствующие либо упругим, либо упругопластическим деформациям кузова.

Таким образом, аналитически выражения для вычисления усилий в i-м межвагонном соединении, экипажи которого оборудованы беззазорными сцепными устройствами и системой пассивной безопасности, с учетом начальной затяжки поглощающих аппаратов могут быть представлены в виде:

$$S_i(t) = S_i^*(qf_i(t))\,\mathrm{sign}\,(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)),$$

где

$$qf_i(t) = \left| q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h) \right|;$$

$$S_i^*(t) = \begin{cases} \text{при } 0 < qf_i(t) \le \Delta_{ai}: \\ \text{если } \dot{q}_i(t)\,\mathrm{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) > 0 \\ S_{ki}(t), \text{ если } S_{нi}(t) \le S^{н}_{0i} \\ \text{либо} \\ \min\{S_{нi}(t), S_{ki}(t)\}; \\ \text{если } \dot{q}_i(t)\,\mathrm{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) \le 0 \\ S_{ki}(t), \text{ если } S_{pi}(t) \le S^{p}_{0i} \\ \text{либо} \\ \max\{S_{pi}(t), S_{ki}(t)\}; \\ \text{при } qf_i(t) > \Delta_{ai}: \\ S_{ki}(t), \text{ если } qf_i(t) \le \Delta_{pi}; \\ 0, \text{ если } \Delta_{pi} < qf_i(t) \le \Delta_{0i}; \\ \min\{S_{1i}(t), S_{ki}(t)\}, \text{ если } \Delta_{0i} < qf_i(t) \le \Delta_{1i}; \\ \min\{S_{2i}(t), S_{ki}(t)\}, \text{ если } \Delta_{1i} < qf_i(t) \le \Delta_{2i}; \\ \min\{S_{3i}(t), S_{ki}(t)\}, \text{ если } \Delta_{2i} < qf_i(t) \le \Delta_{\max}; \\ \text{при } qf_i(t) > \Delta_{\max}: \\ S_{ki}(t), \\ \text{если } S_{ki}(t) - \beta_i \dot{q}_i(t)\,\mathrm{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) < S_{si}(t-h); \\ S_{si}(t), \\ \text{если } S_{ki}(t) - \beta_i \dot{q}_i(t)\,\mathrm{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) \ge S_{si}(t-h); \end{cases}$$

$q_i(t)$, $\dot{q}_i(t)$ – относительные перемещения и скорости центров масс ($i-1$)-го и i-го экипажей соответственно; t – текущее время; h – шаг интегрирования; ξ_i^* – деформация устройств пассивной защиты; ξ_i – остаточная продольная деформация конструкции i-го экипажа; Δ_{ai} – полная деформация i-ой межвагонной связи, при которой закрываются поглощающие аппараты; $S_{0i}^{н}$, $S_{0i}^{р}$ – начальная затяжка поглощающего аппарата при нагрузке и разгрузке; $S_{нi}(t), S_{pi}(t)$ – усилия на ветвях нагрузки и разгрузки силовой характеристики i-го межвагонного соединения при работе поглощающих аппаратов;

$$S_{нi}(t) = \begin{cases} k_{нi}^1 qf_i(t), \text{ если } qf_i(t) \le d_{1i}; \\ k_{нi}^1 d_{1i} + k_{нi}^2 (qf_i(t) - d_{1i}), \text{ если } d_{1i} < qf_i(t); \end{cases}$$

$$S_{pi}(t) = (1-\eta_i) S_{нi}(t);$$

$k_{нi}^1, k_{нi}^2$ – жесткости при нагрузке связи i-го межвагонного соединения, представленной билинейной характеристикой при работе поглощающих аппаратов; d_{1i} – координата узловой точки билинейной характеристики i-й межвагонной связи; η_i – коэффициент поглощения энергии при работе поглощающих аппаратов в i-й связи; $S_{ki}(t)$ – усилие, возникающее в конструкции i-го экипажа при упругих деформациях;

$$S_{ki}(t) = \tilde{S}_i(t-h) + \left[k_{ki}(q_i(t) - q_i(t-h)) + \beta_i \dot{q}_i(t)\right] \times$$

$$\times \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h));$$

$$\tilde{S}_i(t-h) = \begin{cases} 0, \quad \text{если } S_i^*(t-h) = 0; \\ S_{нi}(t-h) \vee S_{pi}(t-h), \quad \text{если } S_i^*(t-h) = S_{нi}(t-h) \vee S_{pi}(t-h); \\ S_{1i}(t-h), \quad \text{если } S_i^*(t-h) = S_{1i}(t-h); \\ S_{2i}(t-h), \quad \text{если } S_i^*(t-h) = S_{2i}(t-h); \\ S_{3i}(t-h), \quad \text{если } S_i^*(t-h) = S_{3i}(t-h); \\ S_{ki}(t-h) - \beta_i \dot{q}_i(t-h) \operatorname{sign}(q_i(t-h) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-2h)), \\ \text{если } S_i^*(t-h) = S_{ki}(t-h); \\ S_{si}(t-h), \text{ если } S_i^*(t-h) = S_{si}(t-h); \end{cases}$$

$$S_{1i}(t) = S_i^*(t-h) + k_{1i}(q_i(t) - q_i(t-h));$$

$$S_{2i}(t) = S_i^*(t-h) + k_{2i}(q_i(t) - q_i(t-h));$$

$$S_{3i}(t) = S_i^*(t-h) + k_{3i}(q_i(t) - q_i(t-h));$$

$$\xi_i^*(t) = \xi_{1i}^*(t) + \xi_{2i}^*(t) + \xi_{3i}^*(t);$$

$$\xi_{1i}^*(t) = \xi_{1i}^*(t-h) + \frac{S_{1i}(t) - S_{1i}(t-h)}{k_{1i}};$$

$$\xi_{2i}^*(t) = \xi_{2i}^*(t-h) + \frac{S_{2i}(t) - S_{2i}(t-h)}{k_{2i}};$$

$$\xi_{3i}^*(t) = \xi_{3i}^*(t-h) + \frac{S_{3i}(t) - S_{3i}(t-h)}{k_{3i}};$$

k_{ki} – жесткость конструкции кузова при упругих деформациях; β_i – коэффициент вязкого сопротивления деформированию конструкции i-го экипажа;

$$\Delta_{pi} = \Delta_{ai} + \frac{S_{npi} - S_{ai}}{k_{ki}}; \quad \Delta_{0i} = \Delta_{pi} + dz_{0i}; \qquad \Delta_{1i} = \Delta_{0i} + dz_{1i};$$

$$\Delta_{2i} = \Delta_{1i} + dz_{2i}; \qquad \Delta_{\max i} = \Delta_{2i} + dz_{3i};$$

S_{npi} – предельное значение усилия, при превышении которого начинается увод сцепного устройства; dz_{0i} – расстояние от головки автосцепки до жертвенного элемента; k_{1i}, k_{2i}, k_{3i} – жесткости при нагружении на участках силовой характеристики при поэтапном деформировании элементов системы пассивной защиты экипажа; dz_{1i}, dz_{2i}, dz_{3i} – координаты узловых точек силовой характеристики межвагонной связи, соответствующие поэтапному деформированию элементов системы пассивной защиты; S_{si}^0 – усилие, соответствующее начальному пределу текучести; $S_{si}(t)$ – усилие, соответствующее пластическим деформациям i-го вагона;

$$S_{si}(t) = \begin{cases} S_{si}^0, \\ \text{если } \xi_i(t) = 0; \\ \text{в противном случае} \\ S_{si}(t-h) + \\ + \dfrac{k_{nл}}{k_{ki}}\left[S_{ki}(t) - \beta_i \dot{q}_i(t)\,\mathrm{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) - S_{si}(t-h)\right]; \end{cases}$$

$$\xi_i(t) = \xi_i(t-h) + (S_{si}(t) - S_{si}(t-h))(1/k_{пл} - 1/k_{ki}) \times$$

$$\times \text{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h));$$

$k_{пл}$ – эквивалентная жесткость конструкции кузова при пластических деформациях.

Выводы. Усовершенствованная математическая модель для исследования динамики поезда может быть использована при численном моделировании тестовых сценариев столкновения пассажирского поезда нового поколения с препятствием для отработки системы пассивной безопасности.

1. *Лазарян В. А.* О переходных режимах движения поездов / *В. А. Лазарян* // Тр. ДИИТ. – 1973. – Вып. 152. – С. 3 – 43.
2. *Блохин Е. П.* Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / *Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин*. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.
3. Нагруженность вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов / *Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, А. Н. Пшинько, С. В. Мямлин*. – Киев : Наук. думка, 2010. – 215 с.
4. *Иванов А. В.* К вопросу защиты кузовов железнодорожных экипажей от разрушения при действии аварийных продольных нагрузок / *А. В. Иванов* // Проблемы механики наземного транспорта : межвузовский сборник научных трудов. – 1977. – Вып. 195/24. – С. 21 – 24.
5. *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.
6. Столкновение поезда № 32 Москва-Тамбов со вспомагательным локомотивом. – Режим доступа: http://af1461.livejournal.com/254061.html.
7. EN 15227:2008 Railway applications – Crashworthmess requirements for railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2008. – 37 p.
8. Prima II – локомотивы нового поколения // Железные дороги мира. – 2010. – № 12. – С. 17 – 25.
9. *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.
10. Моделирование динамики и напряженно-деформированного состояния элементов конструкций железнодорожных экипажей нового поколения при эксплуатационых и сверхнормативных нагрузках / *Н. Е. Науменко, М. Б. Соболевская, И. Ю. Хижа, О. М. Маркова, Е. Н. Ковтун //* Техническая механика. – 2013. – № 4. – С. 84 – 96.
11. *Болдырев А. П.* Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / *А. П. Болдырев, Б. Г. Кеглин*. – М. : Машиностроение-1, 2004. – 198 с.
12. 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.
13. Автосцепное устройство нового поколения для пассажирского подвижного состава / *В. И. Беляев, Д. А. Ступин, В. А. Малафеев, А. Н. Степанов* // Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – № 6. – С. 5 – 11.
14. *Кобищанов В. В.* Исследование безопасности эксплуатации пассажирских вагонов, оборудованных беззазорным сцепным устройством, в поездах постоянного формирования / *В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин* // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2011. – № 4 (158), частина 2. – С. 46 – 49.
15. Межрегиональные поезда повышенной комфортности локомотивной тяги – новое слово в пассажирском вагоностроении Украины / *В. И. Приходько, Е. Ф. Хворост, С. В. Лутонин, О. А. Шкабров* и др. // Вагонный парк. – 2011. – № 7. – С. 14 – 18.
16. *Llana P.* Preliminary development of locomotive crashworthy components / *P. Llana, R. Stringfellow* // Proceedings of the ASME/ASCE/IEEE 2011 Joint Rail Conference JRC2011, March 16 – 18 2011. – Pueblo, Colorado, USA. – 2011. – P. 11 – 20.
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 та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д. : ДНУЗТ, 2013. – № 1(43). – С. 154 – 160.

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины,
Днепропетровск

Получено 15.10.14,
в окончательном варианте 07.11.14.