

УДК 629.4.028.29

С. В. Беспалько, В. М. Меланин, М. А. Гордеев**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА АВАРИЙНОГО СТОЛКНОВЕНИЯ
ЭЛЕКТРОПОЕЗДА, ОБОРУДОВАННОГО ЖЕРТВЕННЫМИ БУФЕРАМИ**

Дата поступления: 29.09.2015

Решение о публикации: 04.02.2015

Цель: Определить и оценить динамическую нагруженность вагонов (продольных усилий) при различных условиях столкновения, разработать математическую модель работы жертвенного элемента кузова в системе устройств поглощения энергии головного вагона пассажирского поезда.

Методы: Разработанная математическая модель столкновения реализована в виде программы, написанной на языке программирования C++. С помощью этой программы исследовано влияние толщины жертвенных буферов на нагруженность вагонов электропоезда. **Результаты:** Выяснено, что полученные зависимости для сценариев № 1, 2 имеют нелинейный и немонотонный характер, поскольку изменение толщины буферов вызывает перераспределение максимальных усилий в различных межвагонных связях. **Практическая значимость:** Применение жертвенных буферов позволит понизить уровень максимальных усилий на 38–68%. Предложенные средства расчетного моделирования можно использовать при проектировании электропоездов, для оценки динамической нагруженности в части разработки средств пассивной защиты от аварийных столкновений.

Аварийное соударение, нормативный документ, математическая модель, устройство поглощения энергии, жертвенный элемент, напряженно-деформированное состояние, буфер, головной вагон, силовая характеристика, режим, деформация, пассивная защита.

Sergey V. Bepalko, D. Eng., professor, bespalco@hotmail.ru; **Viktor M. Melanin**, Cand. Sci. (Eng.), associate professor; ***Mikhail A. Gordeyev**, postgraduate student, Mikhail_gordeev@bk.ru (Moscow State University of Railway Engineering – MIIT) SIMULATION OF EMERGENCY COLLISION PROCESS INVOLVING AN ELECTRICAL TRAIN EQUIPPED WITH SACRIFICIAL BUFFERS

Objective: To determine and to evaluate dynamic load of carriages (axial forces) under different types of collision, to develop a mathematical model of operation of carriage body's sacrificial element in the energy absorption system of a passenger train's head car. **Methods:** The mathematical model of collision was realised as a program written in C++ programming language. The program allowed to study the influence of width of sacrificial buffers on electric train's load. **Results:** It was established that dependencies produced for scenarios No. 1 and No. 2 have non-linear and non-monotone character because altering the buffers' width causes redistribution of maximum forces in various carriage-to-carriage links. **Practical importance:** Application of sacrificial buffers will allow to reduce the level of maximum forces by between 38 and 68 per cent. Methods of calculation simulation could be used in designing electrical trains, in evaluation of dynamic load in development of tools for passive protection from emergency collisions.

Emergency clash, normative document, mathematical model, energy absorption unit, sacrificial element, stress-strain state, buffers, head car, power characteristics, modes, deformation, passive protection.

В статье рассматривается аварийное соударение пассажирского поезда. В соответствии со сценариями, принятыми в отечественных и международных нормативных документах [1–3], наиболее опасным является лобовое столкновение поезда. Для защиты машинистов и пассажиров применяют устройства пассивной безопасности, способные амортизировать кинетическую энергию соударения за счет деформации устройств поглощения энергии (УПЭ).

Один из важнейших принципов работы УПЭ состоит в последовательном срабатывании устройств, среди которых есть элементы, работающие в штатных режимах (такие как автосцепное, буферные устройства), и элементы, включающиеся в работу только при аварийных столкновениях (пластинчатые или трубчатые блоки, жертвенные части кузова). Вторая группа элементов при аварии претерпевает необратимые изменения в виде значительных остаточных деформаций и требует последующей замены.

Принятые допущения

Математические модели столкновения электропоезда разрабатывали с использованием следующих допущений.

1. Рассматривались допущения перемещения вагонов вдоль оси пути. Прочие степени свободы исключались из рассмотрения. Это

связано с тем, что они вносят существенно меньший вклад в нагруженность элементов вагонов электропоезда. Кроме того, отказ от учета отклонений вагонов от продольной оси в большинстве случаев столкновений ведёт к завышению усилий, т. е. идет в запас прочности.

2. Участок столкновения прямой.

3. Центры масс всех вагонов расположены по высоте на уровне середины поверхностей взаимодействия автосцепок.

4. Кузов вагона – упругий элемент с распределёнными инерционными свойствами (т. е. упругий стержень).

5. В расчетной схеме сценария № 1 лобовое столкновение с идентичным составом заменялось соударением исследуемого электропоезда с неподвижным упором.

6. В расчетной схеме сценария № 2 стоящий автомобиль – абсолютно твердое тело.

7. Движение автомобиля в сценарии № 2 – прямолинейное вдоль оси движения поезда. Отказ от учета прочих степеней свободы автомобиля идет в запас прочности, так как при продольном перемещении автомобиль создает больше сопротивления движущемуся поезду.

8. В расчетной схеме сценария № 3 стоящий вагон – материальная точка с упругими связями, аппроксимирующими продольную жесткость кузова.

9. При столкновении электропоезда с вагоном автосцепки сцепляются.

10. Стоящий вагон в сценарии № 3 заторможен, что идет в запас прочности.

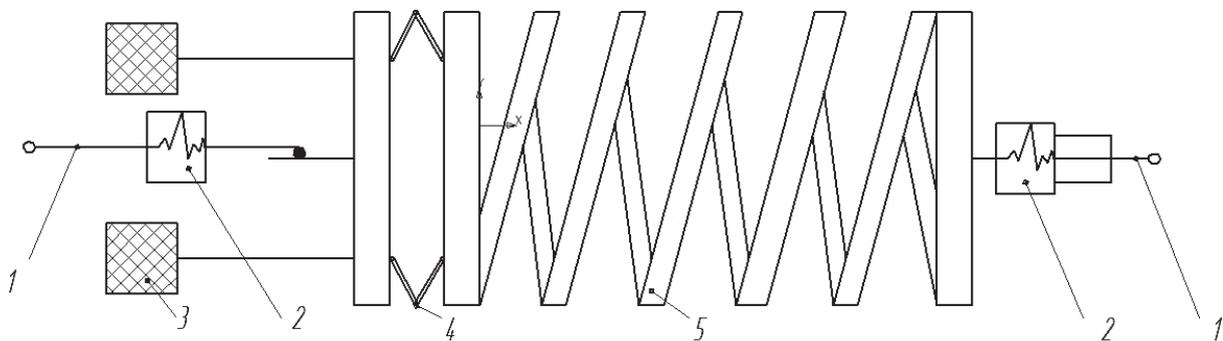


Рис. 1. Расчетная схема вагона электропоезда при аппроксимации кузова как упругого стержня: 1 – автосцепка; 2 – поглощающие аппараты; 3 – деформируемые блоки; 4 – жертвенная часть тамбура; 5 – кузов

11. Реакция жертвенных деформируемых буферов постоянная.

13. Сопротивление воздуха не учитывалось.

14. Деформации элементов кузова вагона, кроме жертвенных частей, – только упругие.

15. Силами трения в элементах кузова пренебрегали.

Расчетная схема и математическая модель

Расчетная схема каждого вагона включает в себя кузов в виде упругого элемента, последовательно соединенного с поглощающими аппаратами (рис. 1).

При достижении определенного значения сжимающего усилия болты крепления задних упорных угольников к раме срезаются и блок автосцепки проваливается внутрь хребтовой балки. В результате в работу на сжатие включаются жертвенные буферы, работающие также последовательно с кузовом.

По достижении полного сжатия буферов на сжатие начинает работать только кузов вагона.

В данной схеме учитывается общий принцип работы устройства поглощения энергии (УПЭ) – последовательность срабатывания устройств при аварийном столкновении. Сжатие при ударе включает следующие ступени:

1) работа автосцепного устройства 1. При этом сжимается поглощающий аппарат 2 автосцепки, причём податливый кузов 5 деформируется последовательно с автосцепным устройством;

2) работа деформируемых буферов 3 параллельно с автосцепным устройством. Этот этап начинается, когда после закрытия поглощающего аппарата усилие в автосцепке достигнет такого уровня, при котором срезаются крепления задних упорных угольников;

3) работа кузова вагона на сжатие после окончания деформации жертвенной части.

Параметры жертвенных буферов принимаются на основании исследований [3].

Математическая модель электропоезда составлена на основе уравнения Лагранжа второго рода, записанного относительно степеней свободы каждого вагона. В общем виде система уравнений, описывающая движение электропоезда, такова:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{U}_{li}} \right) - \frac{\partial T}{\partial U_{li}} + \frac{\partial \Phi}{\partial U_{li}} + \\ + \frac{\partial \Pi}{\partial U_{li}} + \frac{\partial A}{\partial U_{li}} = 0; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{U}_{ni}} \right) - \frac{\partial T}{\partial U_{ni}} + \frac{\partial \Phi}{\partial U_{ni}} + \\ + \frac{\partial \Pi}{\partial U_{ni}} + \frac{\partial A}{\partial U_{ni}} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где t – время; T – кинетическая энергия электропоезда; Φ – функция рассеяния; Π – потенциальная энергия деформации элементов кузова вагонов электропоезда; A – работа внешних сил; U_{li} , U_{ni} – перемещения i -го вагона электропоезда на левом и правом конце кузова, соответственно; \dot{U}_{ni} ; \dot{U}_{li} – скорости, соответственно, левого и правого конца кузова i -го вагона; $i = 1 \dots N$ – номер вагона.

Рассмотрим подробнее величины, входящие в уравнение (1).

Кинетическая энергия

$$T = \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \int_0^{2e_i} \rho F \dot{u}^2 dx + \sum_{j=0}^{M-1} \frac{1}{2} m_j \dot{u}_j^2, \quad (2)$$

где ρF – погонная масса кузова вагона; x – продольная координата поперечного сечения i -го вагона; $2e_i$ – длина кузова i -го вагона; \dot{u} – скорость поперечного сечения кузова; m_j – сосредоточенная масса; j – номер сосредоточенной массы; M – количество сосредоточенных масс; \dot{u}_j – скорость j -й сосредоточенной массы.

Функция рассеяния

$$\Phi = \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \int_0^{2e_i} \beta \dot{U}^2 dx, \quad (3)$$

где β – коэффициент вязкого трения в кузове.

Отметим, что в принятой расчетной схеме не учитываются силы трения в кузове, а силы трения, возникающие в системе УПЭ, входят в выражение для работы внешних сил, поэтому в математической модели функция рассеяния полагается равной нулю.

Потенциальная энергия деформации

$$\Pi = \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \int_0^{2e_i} EF \varepsilon^2 dx, \quad (4)$$

где EF – продольная жесткость кузова; $\varepsilon = \frac{du}{dx}$ – деформация растяжения-сжатия кузова; U – перемещение центра тяжести поперечного сечения вдоль оси поезда.

Работа внешних сил

$$A = \sum_{i=1}^N \int_0^{2e_i} n u dx + \sum_{k=1}^q \frac{1}{2} R_k \cdot u_k, \quad (5)$$

где n – распределенная по длине внешняя продольная нагрузка; R_k – проекция k -й внешней сосредоточенной силы на ось x ; u_k – продольное перемещение точки приложения k -й силы; q – количество сосредоточенных сил; коэффициент $\frac{1}{2}$ во втором слагаемом обусловлен тем, что силы R_k как реакции связей сами зависят от перемещений u_k .

Следует отметить, что входящие в формулы (2)–(5) инерционные (ρF), диссипативные (ρF) и жесткостные (EF) характеристики кузова, а также распределенная внешняя нагрузка в общем случае переменны по длине, поэтому при интегрировании в этих выражениях должен учитываться закон изменения названных величин. При этом в общем случае необходимо численное интегрирование. В частном случае, когда названные характеристики постоянны в пределах каждого вагона, удается получить выражение в явном виде.

Примем аппроксимацию перемещений в пределах каждого вагона

$$U = \left(1 - \frac{x}{2e_i}\right) u_{li} + \frac{x}{2e_i} \cdot u_{ni}.$$

И подставим \dot{u} в формулы (2)–(5):

$$\left\{ \begin{aligned} T &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \int_0^{2l_i} \rho F \times \\ &\times \left[\left(1 - \frac{x}{2l_i}\right)^2 \dot{u}_{ni}^2 + 2 \frac{x}{2l_i} \left(1 - \frac{x}{2l_i}\right) \dot{u}_{li} \dot{u}_{ni} + \right. \\ &\left. + \frac{x^2}{(2l_i)^2} \dot{u}_{li}^2 \right] dx + \\ &+ \sum_{j=0}^{M-1} \frac{1}{2} m_j \dot{u}_j^2; \\ \Phi &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \int_0^{2l_i} \beta \times \\ &\times \left[\left(1 - \frac{x}{2l_i}\right)^2 \dot{u}_{ni}^2 + 2 \frac{x}{2l_i} \left(1 - \frac{x}{2l_i}\right) \dot{u}_{li} \dot{u}_{ni} + \right. \\ &\left. + \frac{x^2}{(2l_i)^2} \dot{u}_{li}^2 \right] dx; \\ \Pi &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \int_0^{2l_i} \frac{EF}{(2l_i)^2} (\dot{u}_{ni}^2 - 2u_{li} \dot{u}_{ni} + u_{ni}^2) dx; \\ A &= \sum_{i=1}^N \int_0^{2l_i} n \left[\left(1 - \frac{x}{2l_i}\right) u_{li} + \frac{x}{2l_i} u_{ni} \right] dx + \\ &+ \sum_{k=1}^q \frac{1}{2} R_k u_k. \end{aligned} \right. \quad (6)$$

В частном случае при постоянных параметрах в пределах кузова каждого вагона интегралы (6) можно взять в явном виде:

$$\left\{ \begin{aligned} T &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{6} \rho F_i 2l_i (\dot{u}_{li}^2 + \dot{u}_{li} \dot{u}_{ni} + \dot{u}_{ni}^2) + \sum_{j=0}^{M-1} \frac{1}{2} m_j \dot{u}_j^2; \\ \Phi &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{6} \beta_i 2l_i (\dot{u}_{li}^2 + \dot{u}_{li} \dot{u}_{ni} + \dot{u}_{ni}^2); \\ \Pi &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \frac{EF_i}{2l_i} (\dot{u}_{li}^2 - \dot{u}_{li} \dot{u}_{ni} + \dot{u}_{ni}^2); \\ A &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} n_i 2l_i (u_{li} + u_{ni}) + \sum_{k=1}^q \frac{1}{2} R_k u_k, \end{aligned} \right.$$

где ρF_i – погонная масса i -го вагона; β_i – погонный коэффициент вязкого трения в кузове i -го вагона; EF_i – жесткость кузова i -го

вагона; n_i – распределенная продольная нагрузка на кузов i -го вагона.

Подставив выражения (6) в уравнения Лагранжа второго рода (1), получим следующую систему уравнений, соответствующую общему случаю соударения:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{u}_0 = R_1 - F_{\text{тр}0}; \\ m_{11i} \ddot{u}_{ли} + m_{12i} \ddot{u}_{пи} + \beta_{11i} \dot{u}_{ли} + \beta_{12i} \dot{u}_{пи} + \\ + c_{11i} u_{ли} + c_{12i} u_{пи} = P_{1i}; \\ m_{21i} \ddot{u}_{ли} + m_{22i} \ddot{u}_{пи} + \beta_{21i} \dot{u}_{ли} + \beta_{22i} \dot{u}_{пи} + \\ + c_{21i} u_{ли} + c_{22i} u_{пи} = P_{2i}, \end{cases} \quad (7)$$

где

$$F_{\text{тр}0} = \begin{cases} R_1 \text{ при сценарии № 1;} \\ m_0 g f_{\text{тр}0} \text{ при сценариях № 2, 3;} \end{cases} -$$

сила трения, действующая на препятствие в сценариях № 2, 3; $f_{\text{тр}0}$ – коэффициент трения скольжения между препятствием и поверхностью;

$$m_{11i} = \int_0^{2l_i} \rho F \left(1 - \frac{x}{2l_i}\right)^2 dx + \sum_{j=1}^{M_i} m_j \left(1 - \frac{x_j}{2l_i}\right)^2;$$

$$m_{12i} = m_{21i} = \int_0^{2l_i} \rho F \frac{x}{2l_i} \left(1 - \frac{x}{2l_i}\right) dx + \\ + \sum_{j=1}^{M_i} m_j \frac{x_j}{2l_i} \left(1 - \frac{x_j}{2l_i}\right);$$

$$m_{22i} = \int_0^{2l_i} \rho F \frac{x^2}{(2l_i)^2} dx + \sum_{j=1}^{M_i} m_j \frac{x_j^2}{(2l_i)^2};$$

M_i – количество сосредоточенных масс в i -м вагоне;

$$\beta_{11i} = \int_0^{2e_i} \beta \left(1 - \frac{x}{2e_i}\right)^2 dx;$$

$$\beta_{12i} = \beta_{21i} = \int_0^{2e_i} \beta \frac{x}{2e_i} \left(1 - \frac{x}{2e_i}\right) dx;$$

$$\beta_{22i} = \int_0^{2e_i} \beta \frac{x^2}{(2e_i)^2} dx;$$

$$C_{11i} = C_{22i} = \int_0^{2e_i} \frac{EF}{(2e_i)^2} dx;$$

$$C_{12i} = C_{21i} = - \int_0^{2e_i} \frac{EF}{(2e_i)^2} dx;$$

$$P_{1i} = \int_0^{2e_i} n \left(1 - \frac{x}{2e_i}\right) dx + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{q_i} R_k \left(1 - \frac{x_k}{2e_i}\right);$$

$$P_{2i} = \int_0^{2e_i} n \frac{x}{2e_i} dx + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{q_i} R_k \frac{x_k}{2e_i};$$

q_i – количество сосредоточенных сил, действующих на i -й вагон.

В частном случае при постоянных параметрах $\partial F, \beta, EF$ и n в пределах каждого вагона коэффициенты дифференциальных уравнений (7) принимают следующие значения:

$$m_{11i} = \frac{1}{3} \rho F_i \cdot 2e_i + \sum_{j=1}^{M_i} m_j \left(1 - \frac{x_j}{2e_i}\right)^2;$$

$$m_{12i} = m_{21i} = \frac{1}{6} \rho F_i \cdot 2e_i + \sum_{j=1}^{M_i} m_j \frac{x_j}{2e_i} \left(1 - \frac{x_j}{2e_i}\right);$$

$$m_{22i} = \frac{1}{3} \rho F_i \cdot 2e_i + \sum_{j=1}^{M_i} m_j \frac{x_j^2}{(2e_i)^2};$$

$$\beta_{11i} = \beta_{22i} = \frac{1}{3} \beta_i \cdot 2e_i;$$

$$\beta_{12i} = \beta_{21i} = \frac{1}{6} \beta_i \cdot 2e_i;$$

$$C_{11i} = C_{22i} = \frac{EF_i}{2e_i};$$

$$C_{12i} = C_{21i} = - \frac{EF_i}{2e_i};$$

$$P_{1i} = \frac{1}{2} n_i \cdot 2e_i + \frac{1}{2} R_i;$$

$$P_{2i} = \frac{1}{2} n_i \cdot 2e_i + \frac{1}{2} R_i + 1,$$

где R_i, R_{i+1} – реакции в автосцепках, соответственно, в левом и правом концах i -го вагона; для последнего вагона ($i = N$) $R_{i+1} = 0$.

Реакции межвагонных связей зависят от деформации и скорости деформации каждой связи. Вид зависимости определяется составом и схемой взаимодействия устройств поглощения энергии.

Силовая характеристика межвагонной связи

В качестве поглощающего аппарата на современных вагонах электропоездов предлагается применять аппарат модели Р-5 П, силовая характеристика которого аппроксимирована аналитически при помощи выражения

$$R(\Delta U, \Delta \dot{U}) = R_{н.з} + C\Delta U + F_{тр} \text{sign}\Delta \dot{U}, \quad (8)$$

где $\Delta \dot{U}$ – скорость деформации; ΔU – деформация аппарата; $R_{н.з}$ – усилие начальной затяжки; C – жесткость, которая сама является функцией деформации; $F_{тр}$ – сила трения, зависящая от деформации;

$$\text{sign}\Delta \dot{U} = \begin{cases} 1 & \text{при } \geq \dot{0}; \\ -1 & \text{при } < \dot{0} \end{cases} \text{ – функция знака.}$$

Зависимости параметров, входящих в выражение (8), были подобраны исходя из известной силовой характеристики поглощающего аппарата Р-5 П, полученной экспериментально.

При определении реакции в межвагонной связи необходимо учитывать, что каждый поглощающий аппарат включен в силовую схему последовательно с упругим элементом, выражающим продольную жесткость кузова. При этом каждому уровню усилия соответствует суммарная деформация аппарата и кузова. Кроме того, будем полагать для межвагонной связи наличие одинаковых поглощающих аппаратов соседних вагонов и равную жесткость их кузовов. Тогда в силовую характеристику в качестве деформации $\Delta \dot{U}$ следует подставлять их половинные значения.

На рис. 2 приведен качественный вид наиболее сложного варианта силовой характеристики межвагонной связи. Характеристика состоит из линий сжатия (сплошная линия) и линий растяжения, или разгрузки (штриховая линия), когда скорость меняет знак.

При работе жертвенных буферов усилие не может превышать некоторого уровня R_6 , который принят постоянным. Это приводит к появлению разных режимов, определяемых

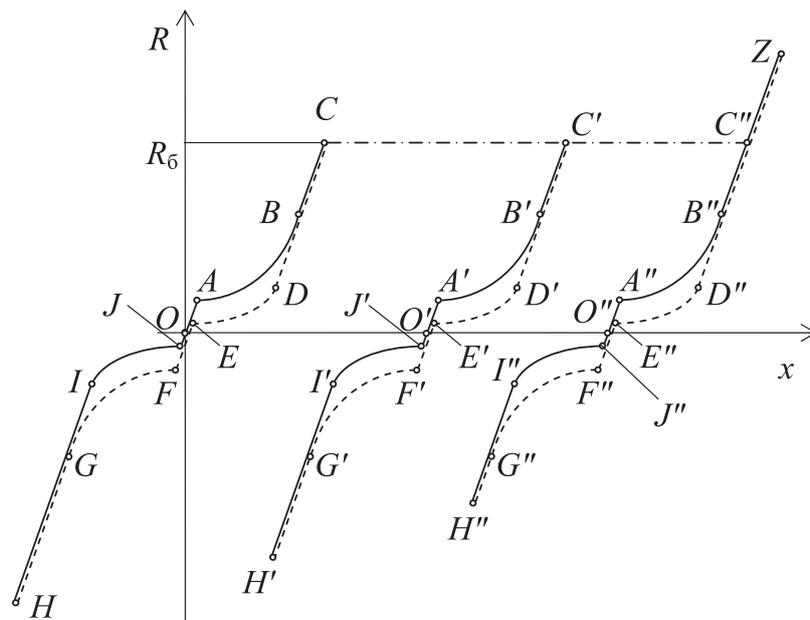


Рис. 2. Полная силовая характеристика УПЭ с жертвенными буферами

сочетанием деформации и скорости деформации связи.

Режим 1 (OABCDEFGHIJO) имеет место в начале работы УПЭ, когда силовая характеристика определяется последовательно работающими поглощающими аппаратами и упругими элементами кузова. Кривые АВ, DE, FG и IJ соответствуют работе поглощающих аппаратов в пределах их полного хода. Вне этих участков на сжатие или растяжение работает кузов вагона (прямые наклонные линии).

Режим 1 продолжается до тех пор, пока усилие сжатия не достигнет уровня деформирования блоков ($R < R_0$).

Режим 2 представляет собой работу блоков (буферов) в условиях их пластического деформирования. Переход в данный режим из режима 1 или режима 3 (см. ниже) происходит по условию $R \geq R_0$. Режим 2 продолжается до тех пор, пока блоки сжимаются в пределах их возможной толщины деформирования l_0 .

Если сжатие прекратится, то происходит переход в режим 3. Если же деформация достигнет предельного значения, то происходит переход в режим 4.

Режим 3 (C'D'E'O'F'G'H'I'J'O'A'B'C') наступает тогда, когда после неполного деформирования буферов вновь работают только поглощающий аппарат и кузов вагона. Полная реализация этого режима происходит по линиям:

- C'D'E'O' – разгрузка;
- O'F'G'H' – растяжение;
- H'I'J'O' – ослабление («отпуск») из растянутого состояния;
- O'A'B'C' – сжатие.

Колебания могут завершиться в режиме 3, а может произойти переход на режим 2, если деформация сжатия превысит предельное значение для этого режима. В этом случае упругая реакция кузова превысила бы уровень срабатывания блоков $R > R_0$. В результате начинается дальнейшее сжатие буферов (режим 2) и принимается $R = R_0$.

Режим 4 возникает тогда, когда деформация буферов (в режиме 2) достигает предель-

ного значения l_0 и в системе работают только кузов и поглощающие аппараты.

При этом значение всех участков ниже уровня R_0 совпадает с описанным выше для режима 3 (но точки помечены двумя апострофами). Выше же данного уровня появляются два дополнительных подрежима:

- C''Z – сжатие кузова после полного сжатия буферов;
- ZC'' – разгрузка сжатого кузова.

Результаты расчетов

Разработанная математическая модель столкновения была реализована в виде программы, написанной на языке программирования C++.

На рис. 3 приведен вид окна программы с результатами расчетов одного из вариантов лобового столкновения электропоезда (сценарий № 1) с начальной скоростью движения 8 м/с, толщиной жертвенных буферов 20 см.

С помощью программы исследовано влияние толщины жертвенных буферов на нагруженность вагонов электропоезда. Результаты сведены в диаграмму (рис. 4).

Полученные зависимости для сценариев № 1, 2 имеют нелинейный и немонотонный характер. Причина этого заключается в том, что изменение толщины буферов вызывает перераспределение максимальных усилий в различных межвагонных связях. Кроме того, на графике показаны максимальные по модулю значения, в действительности же среди них имеют место как сжимающие («+»), так и растягивающие («-») усилия, как это видно из списков в окне программы (см. рис. 3).

Зависимость для сценария № 3 близка к линейной, при этом максимальное усилие возникает только в голове первого вагона. А при толщине блоков от 14 см максимальные усилия устанавливаются на уровне, при котором деформируются буфера (2,69 МН) и полного смятия ни одной группы буферов не происходит.

Результаты расчетов по сценарию № 1 позволяют также выделить диапазон толщин

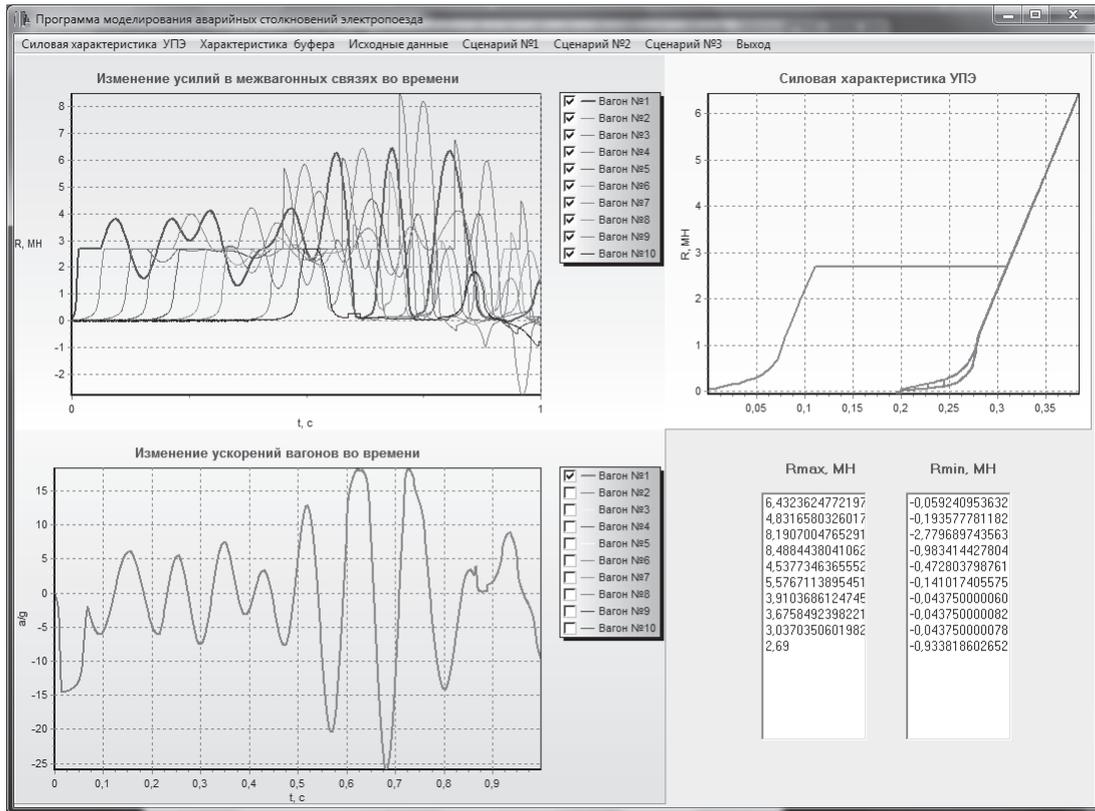


Рис. 3. Вариант расчета лобового столкновения электропоезда

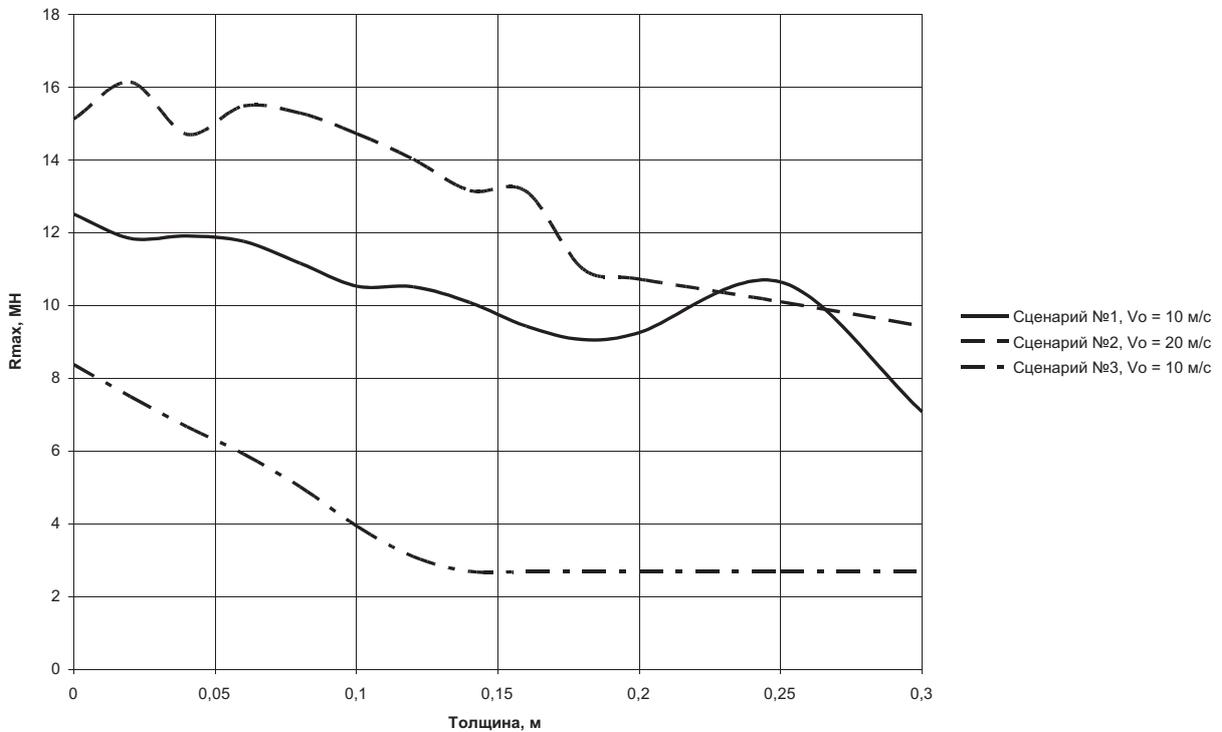


Рис. 4. Зависимость максимальных значений усилий от толщины деформируемых блоков при различных сценариях столкновения

(примерно от 10 до 22 см), в пределах которого уровень максимальных усилий снижается.

Заключение

Оценивая в целом эффективность жертвенных буферов в качестве средств пассивной защиты при аварийных столкновениях, можно сделать следующие выводы.

Применение жертвенных буферов существенно влияет на нагруженность вагонов электропоезда и позволяет понизить уровень максимальных усилий на 38–68%.

Вместе с тем жертвенные буферы не в состоянии полностью обеспечить защиту вагонов электропоезда при всех установленных сценариях аварийных столкновений без применения других средств защиты.

Предложенные средства расчетного моделирования могут использоваться при проектировании электропоездов для оценки динамической нагруженности в части разработки средств пассивной защиты от аварийных столкновений.

Библиографический список

1. ГОСТ 32410-2013. Аварийные крэш-системы железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. – М. : Стандартинформ, 2014. – 12 с.

2. Распоряжение № 820р «Об утверждении технических требований к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм» от 14.04.2010 г. – М., 2010. – 37 с.

3. Шорохов С.Г. Обоснование технических решений обеспечения механической безопасности пассажирских вагонов при аварийных соударениях : автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / С.Г. Шорохов. – М. : МИИТ, 2015. – 16 с.

References

1. GOST 32410-2013. Avariynyye kresh-sistemy zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava dlya passazhirskikh perevozok [Emergency Crash Systems of Railway Rolling Stock for Passenger Transportation]. Moscow, Standartinform, 2014. 12 p.

2. Order no. 820r Ob utverzhdenii tekhnicheskikh trebovaniy k sisteme passivnoy bezopasnosti podvizhnogo sostava dlya passazhirskikh perevozok zheleznikh dorog kolei 1520 mm [On Approving Technical Requirements for Passive Security System of Rolling Stock for Passenger Transportation on 1,520-mm Gauge Railways], Apr. 14, 2010. Moscow, 2010. 37 p.

3. Shorokhov S. G. Obosnovaniye tekhnicheskikh resheniy obespecheniya mekhanicheskoy bezopasnosti passazhirskikh vagonov pri avariynykh soudareniyakh [Justification for Technical Solutions in Ensuring Mechanical Security of Passenger Carriages in Emergency Clashes]. Moscow, MIIT, 2015. 16 p.

БЕСПАЛЬКО Сергей Валерьевич – докт. техн. наук, профессор, bespalco@hotbox.ru; МЕЛАННИН Виктор Михайлович – канд. техн. наук, доцент; *ГОРДЕЕВ Михаил Алексеевич – аспирант, Mixail_gordeev@bk.ru (Московский государственный университет путей сообщения – МИИТ).