

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ КАБИНЫ МАШИНИСТА ЛОКОМОТИВА ПРИ УДАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Статья посвящена анализу характера деформирования, определению максимальных остаточных деформаций и оценке энергоемкости элементов существующей конструкции силового пояса кабины управления электровоза ЭП1М при продольных ударных воздействиях в его лобовую подоконную часть, которые характеризуют аварийное столкновение электровоза с препятствием (грузовой автомобиль, автоцистерна и т.п.), имеющим высоко расположенный центр масс.

Статтю присвячено аналізу характеру деформування, визначенню максимальних залишкових деформацій та оцінці енергоємності елементів існуючої конструкції силового пояса кабіни управління електро­воза ЕП1М при поздовжніх ударних навантаженнях в його лобову підвіконну частину, які характеризують аварійне зіткнення електро­воза з перешкодою (вантажний автомобіль, автоцистерна і т.і.), що має високо розміщений центр маси.

The article deals with an analysis of the deformation conditions, determination of maximal residual strains and estimation of power-consuming of the existing load-bearing unit of the operator's cab of the EP1M electric locomotive at the longitudinal impacts on a frontal sub-window part, which characterize the emergency collision of a locomotive with the obstacle (a truck, a tank-car, etc.) having a highly-located mass center.

Введение на отечественных железных дорогах скоростного движения, которое планируется осуществить до 2020 г., требует решения задач, связанных с необходимостью разработки новых конструкций железнодорожных экипажей, в частности локомотивов, оборудованных системой пассивной безопасности при аварийных столкновениях поезда с препятствием. При этом необходимо исходить из того, что конструкция локомотива скоростного пассажирского поезда, предназначенного для движения по колее 1520 мм со скоростями 160 – 200 км/ч, должна выдерживать нормативные эксплуатационные нагрузки [1]. А в случае аварийного столкновения, в первую очередь, должны разрушаться по заданному сценарию и рассеивать энергию удара входящие в систему пассивной безопасности специальные жертвенные элементы и жертвенные зоны, расположенные в концевых частях локомотива. При проектировании электровоза нового поколения особое внимание должно быть уделено разработке конструкции кабины управления. Для этого необходимо проанализировать основные закономерности деформирования силовых элементов конструкции кабины при продольном ударном воздействии в ее лобовую подоконную часть, которое характеризует аварийное столкновение электровоза с препятствием типа грузовой автомобиль (например, панелевоз, автоцистерна и т.п.), имеющим высоко расположенный центр масс.

В настоящее время в Украине действуют нормативные требования [2], согласно которым конструкция кабины должна обеспечивать безопасность локомотивной бригады и ее эвакуацию при наезде локомотива на препятствие массой 10 т (автомашина, трактор и т.п.) при движении со скоростью 20 км/ч. В Российской Федерации с 01.07.2004 г введены нормативные требования [3] о том, что лобовая часть кузова (кабины машиниста) должна быть рассчитана на воздействие равномерно распределенной по ширине подоконной части кабины продольной нагрузки до 290 кН. При таком воздействии в элементах конструкции кабины должны отсутствовать остаточные деформации. Следует, однако, заметить, что требования [2, 3] относятся к магист-

© М.Б. Соболевская, И.Б. Теличко, И.К. Хрущ, Д.В. Горобец, Ю.А. Клык, 2010

Техн. механика. – 2010. – № 2.

ральным тепловозам. В 2009 г. разработан, но пока не введен в действие, проект общих технических требований для электровозов. В этом проекте аналогичное требование о расчете лобовой части кузова (кабины машиниста) на воздействие продольной нагрузки до 290 кН прописано только для грузовых электровозов. Таким образом, при создании новой конструкции кабины машиниста электровоза скоростного пассажирского поезда специальные требования к эксплуатационной прочности кабины должны быть определены в техническом задании на ее разработку.

Обеспечение пассивной безопасности железнодорожного экипажа скоростного и высокоскоростного поезда в аварийной ситуации в странах ЕС является обязательным и регламентируется европейским стандартом EN 15227:2008 [4]. В Российской Федерации по аналогии с действующим европейским стандартом EN 15227:2008 уже разрабатываются специальные технические требования к системе пассивной безопасности локомотивов и пассажирского подвижного состава при столкновении с препятствием на железных дорогах колеи 1520 мм. В Украине пока аналогичные нормативные разработки отсутствуют.

Данная статья посвящена исследованию характера деформирования элементов конструкции силового пояса каркаса кабины при продольных ударах различной интенсивности в ее лобовую подоконную часть. Исследования проведены на основе исходных данных о существующей конструкции кабины машиниста шестиосного электровоза ЭПМ. Специальным требованием технического задания на разработку кабины электровоза ЭПМ являлось требование о том, чтобы при ударе о препятствие массой 10 т со скоростью 20 км/ч ($\approx 5,56$ м/с) максимальная остаточная деформация лобовой части каркаса кабины не превышала 250 мм.

Схема столкновения тела массой m_1 и электровоза массой m_2 приведена на рис. 1.

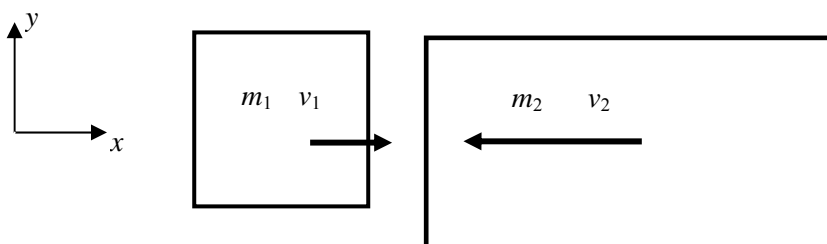


Рис. 1

Скорости тела и электровоза до столкновения соответственно v_1 и v_2 , а после столкновения v_{1k} и v_{2k} . Суммарная кинетическая энергия механической системы, состоящей из тела и электровоза до столкновения

$$E_0 = E_1 + E_2 = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2}.$$

Закон сохранения импульса (количества движения)

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_{1k} + m_2 v_{2k}.$$

Столкновение электровоза с телом рассматривается как случай неупругого соударения, т.е. часть кинетической энергии при столкновении расходуется на деформирование соударяющихся тел, а оставшаяся часть энергии переходит в кинетическую энергию совместного движения двух тел с общей скоростью v , т.е. $v_{1k} = v_{2k} = v$.

Из закона сохранения импульса следует

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v + m_2 v = (m_1 + m_2) v,$$

откуда определяется общая скорость обоих тел после столкновения

$$v = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2}.$$

В этом случае суммарная кинетическая энергия двух тел после столкновения

$$E_k = \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2}.$$

Закон сохранения энергии в случае неупругого соударения

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} = \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2} + \Delta E,$$

где ΔE – энергия, затраченная на пластическую деформацию элементов каркаса кабины в предположении, что тело не деформируется. В противном случае энергия ΔE расходуется на пластическую деформацию не только элементов каркаса кабины, но и деформируемого тела.

Таким образом,

$$\Delta E = E_0 - E_k,$$

$$\Delta E = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2} = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{(m_1 + m_2) \left(\frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} \right)^2}{2},$$

$$\Delta E = \frac{m_1 m_2 (v_1 - v_2)^2}{2(m_1 + m_2)} = \frac{M V^2}{2}, \quad (1)$$

где $M = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}$ – приведенная масса; $V = v_1 - v_2$ – относительная скорость соударения.

В случае наезда электровоза $m_2 = 132$ т со скоростью $v_2 = 20$ км/ч ($\approx 5,56$ м/с) на неподвижное ($v_1 = 0$) тело массой $m_1 = 10$ т относительная скорость столкновения $V = -v_2 = 20$ км/ч и закон сохранения энергии имеет вид

$$\frac{m_2 v_2^2}{2} = \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2} + \Delta E,$$

откуда

$$\Delta E = \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_2 v^2}{2} - \frac{m_1 v^2}{2} = \frac{m_2 (v_2^2 - v^2)}{2} - \frac{m_1 v^2}{2} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{v_2^2}{2} = \frac{M v_2^2}{2},$$

$$M = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} = \frac{m_1}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \approx \frac{m_1}{1 + 0,08} \approx 0,93 \cdot m_1,$$

$$\Delta E = \frac{0,93 \cdot m_1 v_1^2}{2} = \frac{0,93 \cdot 10000 \cdot 5,56^2}{2} \approx 0,14 \text{ МДж.}$$

В случае удара телом массой $m_1=10$ т со скоростью $v_1=20$ км/ч ($\approx 5,56$ м/с) в неподвижно стоящий и закрепленный в продольном направлении электровоз $m_2=\infty$, $v_2=0$ относительная скорость столкновения $V = v_1 = 20$ км/ч, а приведенная масса

$$M = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} = \frac{m_1}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \approx m_1, \text{ поскольку } \frac{m_1}{m_2} \Rightarrow 0 \text{ и тогда согласно (1)}$$

$$\Delta E = \frac{m_1 v_1^2}{2} = \frac{10000 \cdot 5,56^2}{2} \approx 0,15 \text{ МДж.}$$

Таким образом, уровни энергии, поглощаемой за счет деформирования элементов силового пояса каркаса, в случае наезда электровоза на неподвижное недеформируемое тело массой 10 т и в случае удара этим телом в подоконную часть каркаса кабины закрепленного в продольном направлении электровоза различаются незначительно, если равны относительные скорости соударения.

Исходя из этого, проведен анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции силового пояса каркаса кабины при ударах различной интенсивности недеформируемым телом (бойком) в ее лобовую подоконную часть.

Расчетная схема рассматриваемого ударного взаимодействия приведена на рис. 2. Предполагалось, что недеформируемое тело (бойк) имеет форму прямоугольного параллелепипеда.

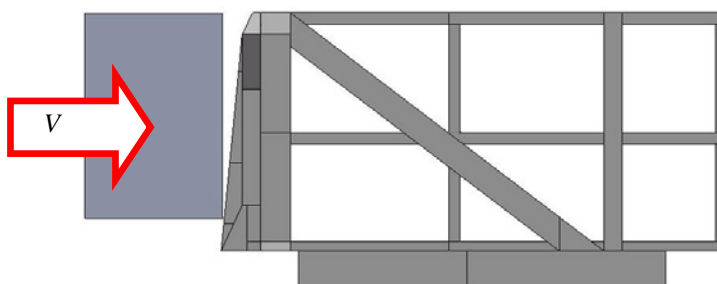


Рис. 2

Рассмотрены два варианта удара:

- вариант 1 – удар телом (бойком) массой 10 т со скоростью 20 км/ч, кинетическая энергия тела в момент удара составляет 0,15 МДж;
- вариант 2 – удар телом массой 100 т со скоростью 36 км/ч, кинетическая энергия тела в момент удара составляет 5 МДж.

Вариант 2 рассматривался для определения характера деформирования и энергоемкости силового пояса каркаса кабины при сверхнормативном ударе.

Силовой пояс каркаса кабины управления электровоза ЭП1М представляет собой цельнометаллическую сварную конструкцию. Геометрическая модель, выполненная в поверхностях с учетом принятой степени и уровня детализации силовой схемы конструкции, приведена на рис. 3.

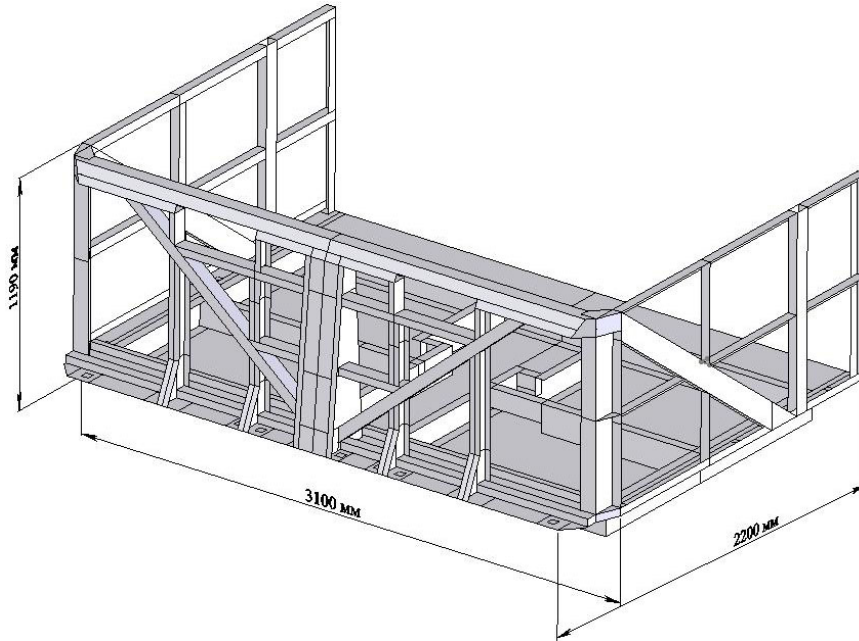
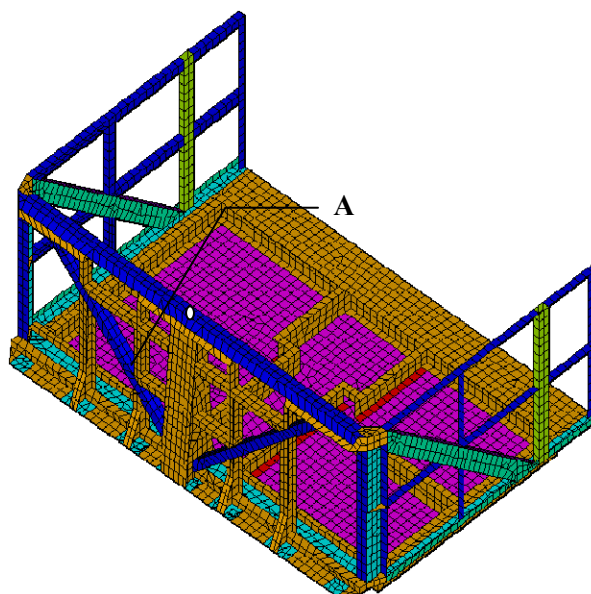


Рис. 3

Силовой каркас кабины машиниста выполнен из стали конструкционной низколегированной для сварных конструкций марки 09Г2С, имеющей следующие характеристики: плотность $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; модуль Юнга I рода $E = 2,04 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коэффициент Пуассона $\mu = 0,28$; предел текучести $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$ и предел прочности $\sigma_B = 480 \text{ МПа}$.

На основе построенной с помощью компьютерного проектирования геометрической модели конструкции силового пояса каркаса кабины в поверхностях разработана конечно-элементная математическая модель для нелинейного динамического анализа НДС ее элементов при ударных нагрузках. Для описания упругопластических свойств материала при ударных воздействиях использована билинейная зависимость напряжений от деформаций с учетом изотропного кинематического упрочнения. Точка перелома такой двухзвенной кусочно-линейной кривой соответствует пределу текучести. При моделировании нелинейной характеристики материала использована истинная диаграмма растяжения. При создании математической модели использованы специальные пластинчатые элементы с четырьмя узлами, каждый из которых имеет по три линейных и угловых перемещения, скорости и ускорения относительно осей узловой системы координат элемента. Эти элементы

позволяют учитывать в рамках деформационной теории пластичности большие пластические мембранные деформации и деформации изгиба. Боек моделировался объемными конечными элементами с четырьмя узлами, каждый из которых имеет по три линейных перемещения, скорости и ускорения. Конечно-элементная расчетная схема силового пояса каркаса кабины машиниста показана на рис. 4.



Толщины элементов:









 – 3 мм;	 – 4 мм;	 – 8 мм;
 – 3,5 мм;	 – 2,5 мм;	 – 5 мм;
 – 5,5 мм;	 – 8,5 мм	

Рис. 4

Конечно-элементная модель системы, состоящей из силового пояса каркаса и бойка, содержит 8318 элементов, 7269 узлов. При этом конечно-элементная модель силового пояса каркаса содержит 6983 узлов и 6854 элементов, максимальный размер стороны конечного элемента – 30 мм.

В качестве граничных условий (рис. 5) задано жесткое крепление элементов каркаса в местах соединения с главной рамой и кузовом электровоза. Предполагалось, что нижняя плоскость бойка расположена на 150 мм выше уровня пола кабины.

В качестве начальных условий в момент времени $t = 0$ задана скорость центра масс бойка $V = 20$ км/ч (вариант 1) или $V = 36$ км/ч (вариант 2).

На рис. 6 линиями 1 и 2 показаны зависимости контактных усилий между бойком и элементами силового пояса каркаса кабины от продольного перемещения u_b центра масс бойка для вариантов нагружения 1 и 2.

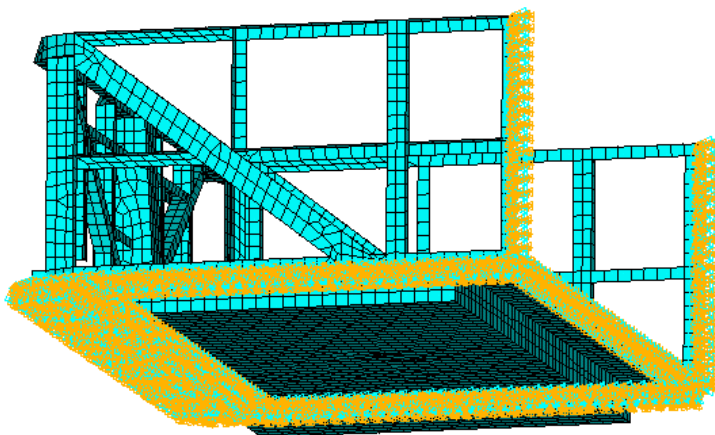


Рис. 5

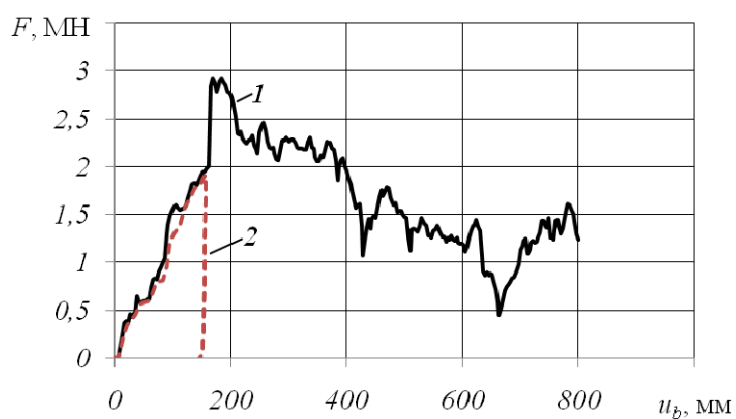


Рис. 6

На рис. 7 приведены зависимости энергии, поглощаемой при деформировании элементов каркаса, от продольного перемещения u_b центра масс бойка для варианта 1 (линия 1) и для варианта 2 (линия 2).

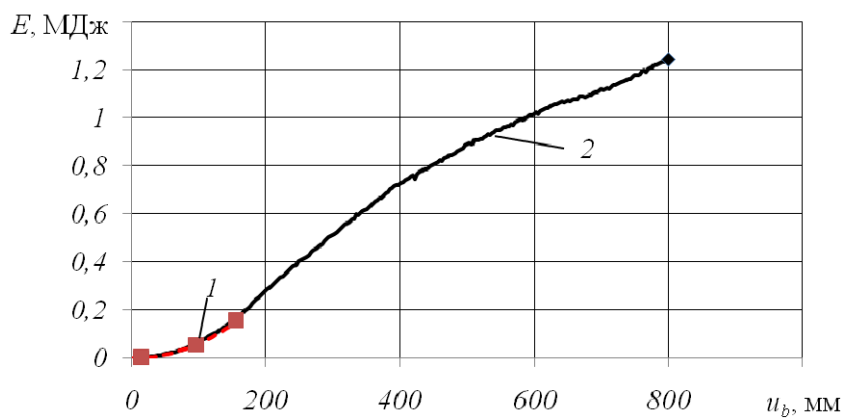


Рис. 7

На рис. 8 показано НДС элементов силового пояса каркаса кабины машиниста при разных значениях продольного перемещения u_b центра масс бойка для варианта 1 ударного нагружения, а на рис. 9 – для варианта 2. На рис. 8 и рис. 9 значения истинных эквивалентных напряжений даны в МПа.

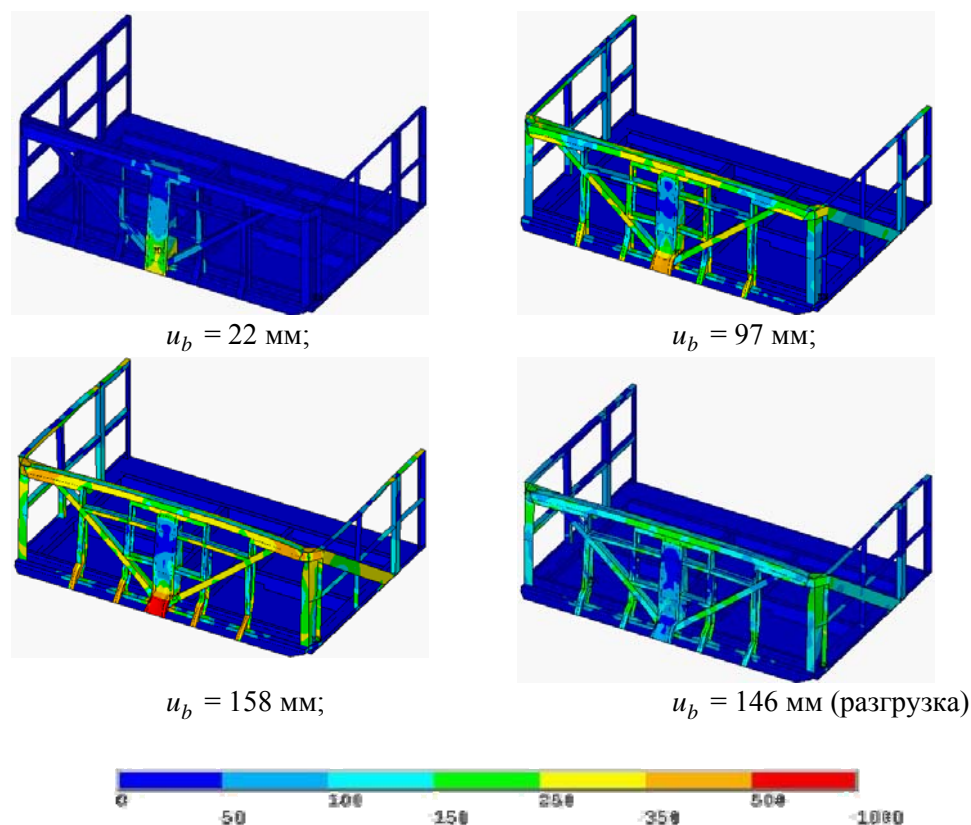


Рис. 8

Анализ характера деформирования конструкции силового пояса каркаса при ударе согласно варианту 1 показал (рис. 8), что вся кинетическая энергия удара ($\approx 0,15$ МДж) поглощается за счет пластического деформирования элементов рассматриваемой конструкции, после чего происходит ее разгрузка (исчезают упругие деформации).

Наибольшие продольные перемещения и максимальные остаточные деформации лобовой стенки силового пояса каркаса при ударе возникают в центре подоконного бруса (узел А показан на рис. 4). Максимальное значение продольного перемещения узла А составляет 158 мм, а значение остаточной продольной деформации в этом узле равно 133 мм.

Таким образом, величина максимальной продольной остаточной деформации лобовой подоконной части каркаса при ударе в нее телом массой 10 т со скоростью 20 км/ч не превышает 250 мм, и необходимое жизненное пространство для машиниста в этом случае будет сохранено.

Анализ полученных диаграмм деформирования (рис. 6) показал, что обе они и количественно, и качественно идентичны на начальном этапе до момента разгрузки конструкции каркаса согласно варианту 1.

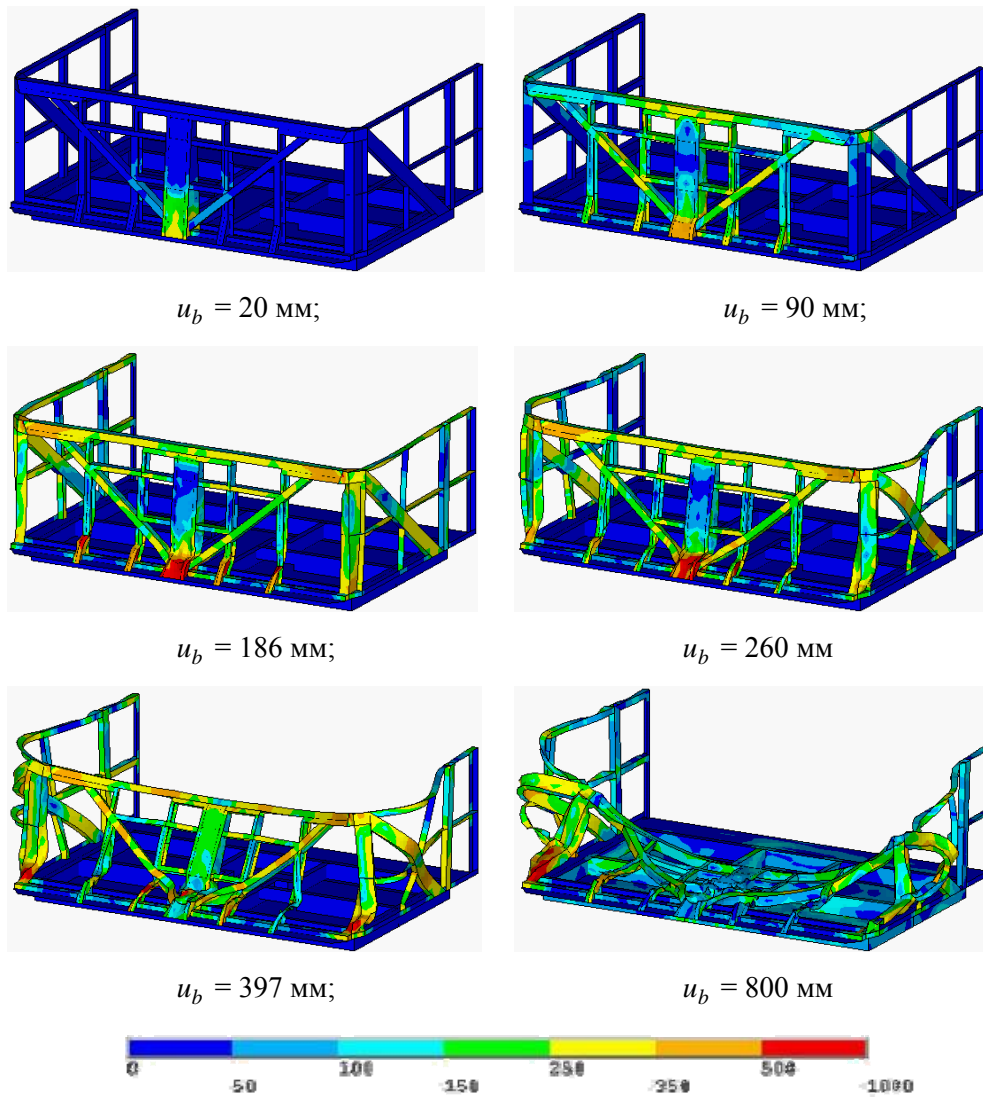


Рис. 9

При ударе телом массой 100 т со скоростью 36 км/ч на начальном этапе происходит пластическая деформация передних центральных стоек (рис. 9), после чего возникает контакт бойка с нецентральными средними стойками лобовой стенки, а затем и с передними угловыми стойками. Далее наблюдается деформация угловых передних стоек, потеря устойчивости боковых раскосов и их пластическая деформация, приводящая к большим пластическим деформациям и полному разрушению всей конструкции силового пояса каркаса кабины машиниста. Энергия упругопластической деформации составила примерно 1,3 МДж при продольном перемещении бойка на 800 мм. Такая энергия соответствует удару телом массой 10 т со скоростью около 60 км/ч. При этом наблюдается практически полное разрушение рассматриваемой конструкции без возможности сохранения необходимого жизненного пространства для машиниста. Полученный в результате расчета (вариант 2) характер деформирования силового пояса каркаса кабины качественно согласуется с данными реальных аварийных столкновений, в частности аварийного

столкновения 09.11.2007 г. с прицепом грузовой машины на переезде, г. Днепропетровск (рис. 10).



Рис. 10

Полученные результаты моделирования НДС силового пояса каркаса кабины управления свидетельствуют о том, что для обеспечения пассивной защиты локомотива в аварийной ситуации необходимо провести существенные изменения силовой схемы каркаса кабины управления. При проектировании кабины управления необходимо предусмотреть в ее конструкции наличие жесткой антипроникающей лобовой стенки, жертвенной зоны, которая при наезде локомотива на препятствие с высоким центром масс будет деформироваться в первую очередь, а также зоны безопасности, которая обеспечит жизненное пространство для локомотивной бригады и возможность ее эвакуации во время аварии.

Для создания перспективной конструкции кабины управления электровоза скоростного пассажирского поезда, в первую очередь, необходимо, ориентируясь на международный опыт, разработать нормативные требования по пассивной безопасности и соответствующие расчетные сценарии с учетом анализа наиболее распространенных аварийных столкновений на железных дорогах Украины.

1. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М. : ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
2. ГОСТ 25463-82. Тепловозы магистральные. Общие технические требования. – М. : Государственный комитет СССР по стандартам, 1982. – 12 с.
3. ГОСТ 31187-2003. Тепловозы магистральные. Общие технические требования. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 10 с.
4. EN 15227. Railway applications – Crashworthness requirements for railway vehicle bodies. – Brussel : EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, 2008. – С. 37.

Институт технической механики
НАН Украины и НКА Украины,
Днепропетровск

Получено 22.02.10,
в окончательном варианте 11.05.10