

Национальная академия наук Украины
Государственное космическое агентство Украины
Институт технической механики

На правах рукописи

ТЕЛИЧКО ИГОРЬ БОРИСОВИЧ

УДК 625.28.282: 62-758.2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КАБИНЫ МАШИНИСТА
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛОКОМОТИВА
ПРИ СТОЛКНОВЕНИЯХ

05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Ушкалов Виктор Федорович,
доктор технических наук,
член-корреспондент НАН Украины,
профессор

Днепропетровск – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	5
ВВЕДЕНИЕ	7
ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ	16
РАЗДЕЛ 1 Анализ современных мировых тенденций и существующих в настоящее время подходов к решению проблемы пассивной безопасности локомотивов при аварийных столкновениях. Выбор и обоснование направления исследований, определение цели и задач работы	18
1.1 Анализ нормативно-технической базы, регламентирующей пассивную безопасность локомотивов в странах ЕС и СНГ	18
1.2 Анализ существующих технических решений по пассивной защите локомотивов при аварийных столкновениях	25
1.3 Обзор основных методов исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций железнодорожных экипажей при эксплуатационных и сверхнормативных ударных нагрузках	38
1.4 Выводы.....	45
РАЗДЕЛ 2. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния элементов конструкции каркаса кабины машиниста при статических и динамических воздействиях	47
2.1 Разработка научно-методического обеспечения для исследования НДС элементов конструкции каркаса кабины при нормативных нагрузках и сверхнормативных ударах в аварийных ситуациях.....	47

2.2 Проверка достоверности результатов, полученных с использованием разработанного научно-методического обеспечения при исследовании пластического деформирования жертвенных элементов.....	60
2.3 Выводы.....	67

РАЗДЕЛ 3 Разработка требований по пассивной безопасности локомотива нового поколения для железных дорог с шириной колеи 1520 мм.....	69
--	----

3.1 Оценка НДС элементов конструкции силового пояса каркаса кабины без СПБ при аварийном столкновении с препятствием	69
3.2 Разработка требований по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива при тестовых сценариях аварийных столкновений на колее 1520 мм	80
3.3 Разработка конструктивно-компоновочной схемы кабины машиниста локомотива с СПБ.....	84
3.4 Выводы.....	93

РАЗДЕЛ 4 Разработка конечно-элементных моделей для исследования деформирования элементов конструкций каркаса кабины машиниста при статических и динамических воздействиях	95
---	----

4.1 Конечно-элементное моделирование нелинейного деформирования каркаса кабины с жертвенной зоной и зоной безопасности при ударах согласно тестовым сценариям аварийных столкновений.....	95
4.2 Разработка конечно-элементной модели для оценки прочности конструкции каркаса кабины при статической продольной нагрузке на элементы лобовой стенки.....	104
4.3 Выводы.....	107

РАЗДЕЛ 5	Разработка модульной кабины машиниста для локомотива нового поколения на основе результатов математического моделирования.....	108
5.1	Исследование характера деформирования передней части локомотива нового поколения при продольных ударных нагрузках согласно тестовым сценариям столкновений	108
5.2	Оценка прочности конструкции каркаса кабины, включающего жертвенную зону, при заданной статической продольной нагрузке на элементы его подоконной части.....	123
5.3	Использование результатов выполненных исследований при создании модульной кабины машиниста электровоза ЭП20.....	126
5.4	Выводы.....	130
ВЫВОДЫ		132
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....		135
ПРИЛОЖЕНИЕ А	– Модели элементов, предназначенных для пассивной защиты железнодорожных экипажей. Программа и методика исследовательских испытаний	150
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	– Протокол № 1 от 10.10.2008 исследовательских испытаний моделей элементов, предназначенных для пассивной защиты железнодорожных экипажей в аварийной ситуации.....	159
ПРИЛОЖЕНИЕ В	– Акт комиссии по приемке результатов ОКР “Кабина машиниста магистрального электровоза ЭП20”	162

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ДНУЖТ	– Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта
“ВНИКТИ”	– Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава
“ГНИЦЖТУ”	– “Государственный научно-исследовательский центр железнодорожного транспорта Украины”
“ПКПП “МДС”	– Проектно-конструкторское производственное предприятие “МДС”
“ПО НЭВЗ”	– “Производственное объединение Новочеркасский электро-зостроительный завод”
“РЖД”	– “Российские железные дороги”
“УкрНИИВ”	– “Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения”
БГТУ	– Брянский государственный технический университет
ВНИИЖТ	– Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта
ВУНУ	– Восточнoукраинский национальный университет им. В. Даля
ГП	– Государственное предприятие
ГЭТУТ	– Государственный экономико-технологический университет транспорта
ДонИЖТ	– Донецкий институт железнодорожного транспорта
ЕПВ	– Европейское патентное ведомство
ЕС	– Европейский Союз
ИТМ НАНУ и ГКАУ	– Институт технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины

МГУПС	– Московский государственный университет путей сообщения
МКЭ	– метод конечных элементов
МСЖД	– Международный союз железных дорог
МТС	– мобильное транспортное средство
НДС	– напряженно-деформированное состояние
ОАО	– открытое акционерное общество
ОКР	– опытно-конструкторская разработка
ООО	– общество с ограниченной ответственностью
ПГУПС	– Петербургский государственный университет путей сообщения
РГУПС	– Ростовский государственный университет путей сообщения
РФ	– Российская Федерация
СНГ	– Содружество Независимых Государств
СПБ	– система пассивной безопасности
СПС	– специальный подвижной состав
США	– Соединенные Штаты Америки
ТЗ	– техническое задание
ТС	– транспортное средство
УкрГАЗТ	– Украинская государственная академия железнодорожного транспорта
УПЭ	– устройство поглощения энергии

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Одним из главных направлений развития железнодорожного транспорта в Украине является введение скоростного пассажирского движения на отечественных железных дорогах до 2020 г. [63]. Для этого Министерство транспорта и связи Украины утвердило “Комплексную программу обновления железнодорожного подвижного состава Украины на 2008 – 2020 годы” (приказ № 1259 от 14.10.2008). Согласно концепции глобальных преобразований отечественного железнодорожного транспорта Украина должна полностью заменить подвижной состав, в частности существующий парк локомотивов, созданный еще в 60 – 80-х годах прошлого века и требующий обновления из-за моральной и физической изношенности (износ для парка электровозов составляет 90 %, тепловозов магистральных – 99 % и тепловозов маневровых – 96 %). Большинство используемых в Украине локомотивов не могут обеспечить движение пассажирских поездов со скоростями 160 км/ч. Программа обновления локомотивного парка железных дорог Украины на 2012 – 2016 гг. [39] предусматривает техническое и технологическое переоснащение и развитие локомотивного хозяйства путем разработки, создания и внедрения новых типов локомотивов, соответствующих современным требованиям надежности и безопасности. В рамках этой программы предполагается замена существующих локомотивов принципиально новыми, позволяющими обеспечить движение пассажирского поезда по колею 1520 мм со скоростью 200 км/ч. Актуальной задачей для Украины является разработка двухсистемного скоростного пассажирского электроваза нового поколения с конструкционной скоростью до 200 км/ч.

Вопросы повышения скорости движения поездов неразрывно связаны с проблемами обеспечения безопасности пассажиров и поездной бригады в случае аварийного столкновения поезда с преградой на железнодорожном пути. Локомотив нового поколения должен иметь эффективные средства активной защиты для предотвращения аварийных столкновений и систему пассивной безопасности (СПБ), кото-

рая в случае аварийного столкновения позволит уменьшить тяжесть последствий аварии, сохранить жизни пассажиров и персонала поезда. СПБ локомотива это совокупность технических решений в его конструкции и устройств поглощения энергии (УПЭ), предназначенных для снижения продольных сил и ускорений в результате контролируемого пластического деформирования и разрушения специальных жертвенных элементов и жертвенных зон в концевых частях локомотива. Конструкция локомотива с СПБ должна отвечать не только нормативным требованиям по ее прочности при эксплуатации, но и требованиям по пассивной безопасности, в которых определяются тестовые расчетные сценарии столкновений.

В государствах Европейского Союза (ЕС) наличие СПБ у железнодорожного экипажа скоростного и высокоскоростного поезда является обязательным и регулируется стандартом EN 15227 [77]. В Украине требования, регламентирующие пассивную безопасность подвижного состава, пока отсутствуют. Однако в настоящее время вопрос о пассивной безопасности железнодорожных экипажей на пространстве колеи 1520 мм активно прорабатывается. В Российской Федерации введены в действие “Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм” [61, 62], а также разрабатывается межгосударственный стандарт “Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля”. Этот стандарт может стать аналогом стандарта EN 15227 для железнодорожного подвижного состава на пространстве колеи 1520 мм. Отличительной особенностью межгосударственного стандарта является учет существенных различий в конструкциях железнодорожного подвижного состава и статистике аварийных столкновений на железных дорогах стран Содружества Независимых Государств (СНГ) и государств ЕС.

Первым шагом в направлении разработки принципиально нового тягового подвижного состава для железных дорог с шириной колеи 1520 мм стало создание магистрального электровоза ЭП20 [69] на основе целого ряда инновационных техниче-

ских решений и разработанных требований по пассивной безопасности локомотива. Электровоз ЭП20 является первым в серии локомотивов пятого поколения для железных дорог с шириной колеи 1520 мм. Конструктивная платформа ЭП20 должна стать основой для создания различных серий пассажирских и грузовых электровозов. В 2010 году Государственная администрация железнодорожного транспорта Украины (“Укрзализныця”) и ОАО “Российские железные дороги” (“РЖД”) подписали соглашение по организации скоростного пассажирского движения между Украиной и Россией с применением электровозов ЭП20.

Отдельные комплектующие для электровоза ЭП20, в частности модульная кабина машиниста с СПБ, разработана и изготовлена в Украине обществом с ограниченной ответственностью “Проектно-конструкторское производственное предприятие “МДС” (ООО “ПКПП “МДС”) под руководством диссертанта с участием Института технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины (ИТМ НАНУ и ГКАУ).

Разработка концевых частей локомотива с СПБ, в частности каркаса кабины машиниста и УПЭ, должна опираться на технические решения, научно обоснованные исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции локомотива при штатных нагрузках и сверхнормативных ударах, характеризующие тестовые сценарии аварийных столкновений на железных дорогах колеи 1520 мм. В настоящее время в странах СНГ отсутствуют методики, позволяющие путем математического моделирования оценить НДС элементов конструкции локомотива с учетом специфики пластического деформирования элементов СПБ при сверхнормативных динамических нагрузках. Поэтому актуальной проблемой является определение основных требований по пассивной безопасности локомотива при аварийных столкновениях, разработка научно-методического обеспечения и математических моделей для анализа деформирования конструкции каркаса кабины машиниста локомотива с СПБ при сверхнормативных ударах, проведение соответствующих

щих исследований и создание на основе полученных результатов принципиально новой кабины машиниста с жертвенной зоной, зоной безопасности и УПЭ.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Проведенные в диссертационной работе исследования выполнялись в соответствии с планом научно-исследовательской работы Национальной академии наук Украины на 2008 – 2012 гг. по теме № III-51-08 “Математическое моделирование и исследование динамики железнодорожных экипажей с учетом особенностей работы средств их защиты при ударных нагрузках” (регистрационный № 0100U001240).

Цель работы – повышение пассивной безопасности локомотива при аварийных столкновениях путем создания кабины машиниста с жертвенной зоной, зоной безопасности и устройствами поглощения энергии.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели необходимо:

- провести анализ современных мировых тенденций и существующих подходов к решению проблемы пассивной защиты локомотивов при аварийных столкновениях;
- разработать основные требования по пассивной безопасности локомотива при тестовых сценариях аварийных столкновений с препятствием на колее 1520 мм;
- разработать конструктивно-компоновочную схему кабины машиниста локомотива с интегрированными элементами СПБ;
- разработать научно-методическое обеспечение и конечно-элементные модели для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции каркаса кабины при сверхнормативных ударах;
- разработать конечно-элементные модели для исследования НДС элементов конструкций каркаса кабины при статических продольных нагрузках на лобовую стенку;
- провести исследования пластического деформирования элементов проектируемой конструкции каркаса кабины машиниста без учета и с учетом УПЭ при сверхнормативных ударах согласно тестовым сценариям столкновений и определить параметры базовой конструкции каркаса;

- провести исследования НДС элементов конструкции каркаса кабины с жертвенной зоной и зоной безопасности при статическом продольном нагружении на элементы лобовой стенки и доработать базовую конструкцию каркаса в соответствии с требованиями нормативных документов по ее прочности;
- выполнить проверку соответствия доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления и УПЭ принятым требованиям по пассивной безопасности локомотива;
- на основе результатов выполненных исследований разработать модульную кабину машиниста локомотива нового поколения с СПБ.

Объект исследований – поглощение энергии аварийного столкновения локомотива с препятствием в результате пластической деформации элементов жертвенной зоны каркаса кабины машиниста и УПЭ.

Предмет исследований – конструкция кабины машиниста пассажирского локомотива нового поколения с элементами СПБ.

Методы исследования. Для исследования НДС элементов конструкции кабины машиниста локомотива с СПБ использованы методы конечных элементов (МКЭ), линейной алгебры и численного интегрирования. Для проверки достоверности научно-методического обеспечения и математических моделей пластического деформирования конструкций при сжимающих нагрузках использованы экспериментальные методы.

Достоверность и обоснованность. Адекватность разработанных конечно-элементных моделей и достоверность полученных результатов численного моделирования подтверждаются: корректностью выбора расчетных схем; достаточной степенью детализации геометрических моделей рассматриваемых конструкций; тестированием разработанных конечно-элементных моделей; использованием для решения нелинейных динамических контактных задач специализированного пакета программ, имеющего международный сертификат качества; хорошим согласованием результатов теоретических исследований с данными исследовательских испытаний и натурного краш теста для УПЭ.

Научная новизна полученных результатов:

- впервые разработаны нелинейные математические модели для анализа НДС элементов конструкций каркаса кабины машиниста локомотива с СПБ, предназначенного для эксплуатации на дорогах с шириной колеи 1520 мм, при сверхнормативных ударах с учетом переменного динамического контактного взаимодействия, пластических деформаций, зависимости физико-механических свойств материала от скорости деформации;
- впервые получены временные зависимости контактного усилия и энергии, поглощаемой в процессе деформирования элементов СПБ локомотива при ударах согласно тестовым сценариям столкновений на железных дорогах колеи 1520 мм;
- впервые определены параметры конструкции кабины машиниста локомотива с элементами СПБ, которые при тестовых сценариях столкновений на колеи 1520 мм обеспечивают поглощение энергии 2 МДж без превышения допустимого уровня продольного ускорения в зоне безопасности и сохранения пространства не менее 750 мм для выживания и эвакуации локомотивной бригады;
- получило дальнейшее развитие научно-методическое обеспечение, основанное на синтезе автоматизированного геометрического конструирования и конечно-элементного моделирования НДС элементов конструкции железнодорожного экипажа при нормативных нагрузках, в части применения для исследования деформирования элементов конструкций каркаса кабины машиниста локомотива с СПБ при статических нагрузках и при сверхнормативных ударах.

Практическая ценность диссертации состоит в разработке:

- основных требований по пассивной безопасности локомотива нового поколения при тестовых сценариях аварийных столкновений на колее 1520 мм;
- методического обеспечения для исследования НДС элементов конструкций каркасов кабин машинистов локомотивов с СПБ и без при сверхнормативных ударах;
- конструкции модульной кабины машиниста скоростного пассажирского локомотива с элементами СПБ.

В результате выполненных исследований разработана, изготовлена и внедрена в производство на ОАО «Производственное объединение Новочеркасский электро-

возостроительный завод” (ОАО “ПО НЭВЗ”) конструкция модульной кабины машиниста электровоза ЭП20 с элементами СПБ. Первый опытный образец модульной кабины машиниста электровоза ЭП20 представлен на выставке ИнноТранс 2012 в Берлине. Результаты крэш теста УПЭ представлены на выставке ИнноТранс 2014 в Берлине. Первый электровоз ЭП20 запущен в эксплуатацию в 2012. На настоящее время в эксплуатации находятся 42 электровоза серии ЭП20 с элементами СПБ.

Личный вклад соискателя Основные положения и результаты диссертационной работы получены автором самостоятельно. Личный вклад соискателя заключается в планировании и выполнении теоретических исследований, анализе полученных результатов, разработке научных положений и выводов. Диссертантом проведен анализ нормативной базы, регламентирующей пассивную безопасность локомотивов в странах ЕС и СНГ, анализ существующих вариантов СПБ локомотивов, разработаны основные требования по пассивной безопасности локомотива при аварийных столкновениях на колее с шириной 1520 мм. При участии соискателя согласно определенным требованиям разработана конструктивно-компоновочная схема каркаса кабины машиниста локомотива с СПБ; выполнено математическое моделирование НДС элементов конструкции каркаса кабины при статических нагрузках и динамических воздействиях, характеризующих тестовые сценарии столкновения; выполнен крэш тест УПЭ. Под руководством диссертанта на основе анализа полученных результатов разработана, изготовлена и внедрена в производство модульная кабина машиниста электровоза ЭП20 с СПБ.

В написанных в соавторстве публикациях [29, 36, 46 – 53, 65, 66, 101], которые отражают основные результаты диссертации, автору принадлежат:

- в [51] – результаты анализа современных мировых тенденций в решении проблемы пассивной безопасности локомотивов;
- в [46] – основные требования к разработке УПЭ;
- в [49] – методика и анализ результатов математического моделирования НДС элементов конструкции силового пояса каркаса кабины без СПБ при ударах;

- в [66, 101] – основные требования по пассивной безопасности электровоза, разработанная конструкция модульной кабины машиниста электровоза ЭП20 с СПБ;
- в [47] – результаты анализа НДС элементов конструкции кабины машиниста электровоза ЭП1М при ударах различной интенсивности;
- в [29, 50, 65] – реализация разработанных технических решений;
- в [48, 53] – анализ результатов НДС элементов конструкции кабины машиниста при столкновении электровоза с мобильным транспортным средством;
- в [36] – п. 5 формулы изобретения (устройство отличается тем, что пластины, образующие ячейки сотового блока жестко соединены с корпусом);
- в [52] – рекомендации в проект Межгосударственного стандарта.

Работы [59 и 60] написаны без соавторов.

Апробация результатов диссертации. Основные идеи, положения и результаты диссертационной работы представлены и обсуждены на 8 международных научных и научно-практических конференциях:

- 70 Международной научно-практической конференции “Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта” 15 – 16.04.2010 г. в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта (ДНУЖТ) [47];
- юбилейной XX Международной научно-технической конференции “Проблемы развития рельсового транспорта” 27.09 – 01.10.2010 г. в Восточноукраинском национальном университете имени В. Даля (ВУНУ) [66];
- V Международной научно-практической конференции “Проблемы и перспективы развития транспортных систем в условиях реформирования железнодорожного транспорта: управление, экономика и технологии” 24 – 25.03.2011 г. в Государственном экономико-технологическом университете транспорта (ГЭТУТе) [48];
- II Международной партнерской конференции EuroTrain “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов” 19 – 20.05.2011 г. [60];

- XXI Международной научно-технической конференции “Проблемы развития рельсового транспорта” 26 – 30.09.2011 г. в ВУНУ [65];
- XIII Международной научно-технической конференции “Проблемы механики железнодорожного транспорта” 23 – 25.05.2012 г. в ДНУЖТе [29];
- 9 Международном Симпозиуме “Пассивная безопасность 2013 – Пассивная безопасность железнодорожных экипажей и безопасные интерьеры” 21 – 22.02.2013 г. в Техническом Университете г. Берлин (Германия) [101];
- 73 Международной научно-практической конференции “Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта” 23.05 – 24.05.2013 г. в ДНУЖТе [52].

В полном объеме диссертационная работа рассмотрена на заседаниях объединенного семинара отделов 7 и 14 ИТМ НАНУ и ГКАУ, на Ученом совете ИТМ НАНУ и ГКАУ, межкафедральном научном семинаре ДНУЖТа.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 15 научных работ (из них 2 работы без соавторов), в том числе 8 статей в специализированных научных изданиях, входящих в Перечень профессиональных изданий Украины, 1 статья в издании Технического Университета Берлина (Германия), 5 тезисов докладов на международных научных конференциях, 1 патент Украины на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованных источников и 3 приложений. Основной текст диссертации изложен на 134 страницах, включая 2 таблицы, 1 из которых размещена на отдельной странице, 73 рисунка, из которых 46 рисунков размещено на 30 отдельных страницах. Список использованных источников включает 114 публикаций на 15 страницах, 3 приложения – на 16 страницах. Полный объем диссертации – 165 страниц.

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В диссертационной работе использованы следующие термины и определения, соответствующие [61, 62, 77].

Аварийное столкновение: столкновение железнодорожного подвижного состава с препятствием на пути следования (вследствие нарушения установленных правил движения, внезапных отказов, явлений непреодолимой силы), при котором возможны повреждения железнодорожного подвижного состава и существует угроза жизни и здоровью пассажиров и персонала поезда.

Препятствие: объект на пути следования железнодорожного подвижного состава, создающий угрозу аварийного столкновения.

Система активной безопасности: совокупность технических средств и организационных мероприятий, направленных на предотвращение аварийных столкновений железнодорожного подвижного состава.

Пассивная безопасность: качество конструкции железнодорожного подвижного состава, характеризующее снижение рисков для пассажиров и персонала поезда при аварийных столкновениях и других аварийных ситуациях, которые не удалось предотвратить с помощью системы активной безопасности.

Система пассивной безопасности (СПБ): совокупность специальных устройств и технических решений в конструкции железнодорожного подвижного состава для повышения пассивной безопасности (снижения рисков для пассажиров и персонала поезда) в случае аварийного столкновения.

Тестовый сценарий столкновения: расчетный случай аварийного столкновения, характеризуемый совокупностью условий столкновения (значениями масс, начальных скоростей и другими параметрами объектов столкновения).

Устройство поглощения энергии (УПЭ): устройство железнодорожного подвижного состава, предназначенное для поглощения кинетической энергии объектов аварийного столкновения (преобразования ее в другие виды энергии) за счет контро-

лируемой необратимой деформации его конструкции, задействованное только при аварийном столкновении подвижного состава с препятствием, не являющееся частью несущей конструкции кузова.

Диаграмма деформирования устройства поглощения энергии: график изменения величины приложенной к устройству осевой силы от величины деформации устройства поглощения энергии (по оси приложения силы).

Остаточная деформация: деформация устройства поглощения энергии или несущей конструкции кузова, появившаяся вследствие действия механической нагрузки и сохранившаяся после ее снятия.

Энергоемкость устройства поглощения энергии: механическая энергия, затраченная на максимальное, предусмотренное конструкцией, необратимое деформирование устройства поглощения энергии.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МИРОВЫХ ТЕНДЕНЦИЙ И СУЩЕСТВУЮЩИХ В НАСТОЯЩЕЕ ВРЕМЯ ПОДХОДОВ К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМЫ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛОКОМОТИВОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ СТОЛКНОВЕНИЯХ. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕЛИ И ЗАДАЧ РАБОТЫ

Приведены результаты анализа нормативно-технической базы, регламентирующей пассивную безопасность локомотивов в странах ЕС и СНГ. На основе результатов патентно-библиографического поиска и обзора литературных источников сделан анализ существующих технических решений по оборудованию локомотивов устройствами пассивной защиты при аварийных столкновениях. Выполнен обзор основных методов исследования динамики и напряженно-деформированного состояния элементов конструкций железнодорожных экипажей при штатных и нештатных нагрузках. Выбраны и обоснованы направления исследований, определены цели и задачи работы.

1.1 Анализ нормативно-технической базы, регламентирующей пассивную безопасность локомотивов в странах ЕС и СНГ

В настоящее время актуальными стратегическими задачами транспортных отраслей государств постсоветского пространства, в частности Украины и Российской Федерации (РФ), являются задачи повышения скорости и безопасности движения на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм. Стратегия Украины в области железнодорожного транспорта [63] нацелена на введение скоростного движения на отечественных железных дорогах до 2020 г. Стратегия развития железнодорожного транспорта в РФ [4, 45, 58, 67] направлена на выход России в число передовых стран мира по уровню железнодорожной техники путем организации производства по-

движного состава нового поколения, в частности производства скоростных (со скоростями от 160 до 200 км/ч) и высокоскоростных (со скоростями свыше 200 км/ч) поездов до 2030 года. В 2010 г. Государственная администрация железнодорожного транспорта Укрзалізниця и ОАО “Российские железные дороги” (ОАО “РЖД”) заявили о намерении организовать скоростное сообщение между Киевом и Москвой и применять на маршрутах из Москвы в Киев, Симферополь и Адлер (через Украину) электровагоны двойного питания серии ЭП20.

Важнейшими вопросами, возникающими при организации скоростного и высокоскоростного движения пассажирских поездов на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм являются вопросы разработки и создания железнодорожных экипажей нового поколения, в частности скоростных пассажирских электровагонов с эффективными системами активной и пассивной безопасности. Система активной защиты предназначена для предупреждения аварийных столкновений. Система пассивной безопасности срабатывает автоматически, когда все меры по предупреждению аварийного столкновения оказались безрезультатными.

Основное назначение СПБ – минимизация тяжелых последствий аварий, сохранение жизней пассажиров, машиниста и поездной бригады, уменьшение повреждений конструкций подвижного состава. При аварийном столкновении поезда с препятствием первый и наиболее сильный удар испытывает локомотив, поэтому особое внимание должно быть уделено его СПБ.

Основная задача СПБ – уменьшение возникающих при аварийном столкновении продольных сил и ускорений в результате превращения кинетической энергии удара в механическую работу, связанную с пластическим деформированием и разрушением специально предназначенных для этого жертвенных (энергопоглощающих) элементов и жертвенных зон.

СПБ должна решать следующие задачи:

- ограничивать ударные нагрузки и перегрузки, не допуская травмирования пассажиров и обслуживающего персонала;

- сохранять пространство выживания, т. е. препятствовать чрезмерному сокращению внутреннего объема подвижного состава, занятого пассажирами и персоналом поезда, противостоять образованию в нем и проникновению в него травмирующих предметов;
- обеспечивать доступ к пространству выживания, т. е. выход из него пассажиров и обслуживающего персонала после аварии и вход в него спасателей;
- поддерживать устойчивость единиц подвижного состава, не допуская схода с рельсов и напользания их друг на друга.

В настоящее время в Украине пока нет нормативной базы, регламентирующей пассивную безопасность железнодорожных экипажей, в частности локомотивов. Однако разработка и принятие новой нормативной базы для создания железнодорожного подвижного состава нового поколения с СПБ является общей проблемой на пространстве железных дорог с шириной колеи 1520 мм. В стратегии развития железнодорожного транспорта в РФ [58, 67] отмечено, что, учитывая отсутствие в России опыта проектирования, строительства и эксплуатации высокоскоростных магистралей, целесообразно принять за основу нормативную базу стран-членов ЕС и адаптировать ее для России. Подобное решение значительно сократит время на проведение научно-исследовательских работ и позволит избежать значительных затрат.

Страны Западной Европы при создании подвижного состава руководствуются едиными нормативными требованиями, изложенными в памятках Международного союза железных дорог (МСЖД). В европейских странах разработаны и введены в действие ряд стандартов в области совместимости подвижного состава (AEIF F973/98 D/F, ERRI B205/RP1, ERRI B165/RP12, ERRI B106/RP20 и RP26), которые регламентируют оборудование экипажей устройствами защиты в аварийных ситуациях. В 2002 г. введена в действие “Техническая спецификация совместимости отдельных частей подвижного состава трансъевропейского высокоскоростного железнодорожного сообщения” (TSI-HGV). Эта спецификация до 2008 г. была основным документом, определяющим безопасность при столкновениях, но ее требования от-

носились исключительно к жестко конфигурируемым высокоскоростным моторвагонным поездам со скоростью движения до 250 км/ч по новым линиям. С 2005 г. в этот документ включены поезда локомотивной тяги со скоростью 190 км/ч [54].

В 2008 г. вступил в действие новый европейский стандарт EN 15227 “Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies” (“Требования по безопасности при столкновениях кузовов железнодорожного подвижного состава”) [77]. Требования, прописанные в стандарте EN 15227, нацелены на повышение безопасности пассажиров и поездной бригады в случае аварийного столкновения и основаны на результатах исследований аварийных ситуаций, проводившихся в 1991 – 1995 гг. рядом европейских железнодорожных операторов (BR, CFL, DB, DSB, NSB, SJ, SNCB и SNCF). Проведенные исследования учитывали данные только по пассажирским поездам, поскольку аналогичная база данных по грузовым поездам еще не была собрана. Поэтому стандарт EN 15227 применим только к экипажам пассажирского поезда. Согласно Европейской статистике за 1991 – 1995 гг. общее число столкновений равно 304, из которых столкновения локомотивов с вагонами составляет 39 %, а столкновения на переездах – 37 % (рис. 1.1).



Рис. 1.1 – Статистика аварийных столкновений на железных дорогах Европы

При создании СПБ используются тестовые сценарии столкновения, которые характеризуются совокупностью условий столкновения (значениями масс, начальных скоростей и другими параметрами объектов столкновения) и приняты для натурной (экспериментальной) или расчетной (компьютерной) проверки ее работы. СПБ не предусматривает защиту пассажиров и персонала подвижного состава при всех возможных аварийных столкновениях, а обеспечивает выполнение тестовых сценариев, соответствующих наиболее вероятным случаям столкновений. При аварийном столкновении с условиями, отличными от условий тестовых сценариев, СПБ способствует смягчению последствий этого столкновения.

Стандартом EN 15227 определены следующие обязательные тестовые сценарии для экспериментальной и расчетной проверки СПБ железнодорожного экипажа скоростного и высокоскоростного поезда:

- сценарий 1 – лобовое столкновение двух идентичных поездных составов со скоростью 36 км/ч;
- сценарий 2 – лобовое столкновение поездного состава со скоростью 36 км/ч с неподвижным грузовым вагоном массой 80 т;
- сценарий 3 – лобовое столкновение на переезде поездного состава со скоростью 110 км/ч с крупногабаритным дорожным транспортным средством массой 15 т;
- сценарий 4 – столкновение поездного состава с невысоким препятствием, например, машиной на железнодорожном переезде, животным, мусором.

Первые два сценария характеризуют сверхнормативное ударное воздействие, передаваемое, в основном, через буфера и жертвенные элементы, установленные на раме локомотива. Эти сценарии являются базовыми при разработке и тестировании крэш буферов и расположенных последовательно за ними жертвенных элементов. Сценарий 3 характеризует столкновение с крупногабаритным деформируемым препятствием на железнодорожном переезде. В этом случае удар, в основном, приходится в лобовую часть кабины машиниста на уровне между подоконным и надоконным брусками. Сценарий 3 является базовым при оценке параметров конструкции

кабины машиниста. Сценарий 4 является определяющим для расчета конструкции путеочистителя.

Обязательным требованием стандарта EN 15227 является сохранение неповрежденным пространства для выживания пассажиров и поездной бригады на протяжении всего времени деформации устройств поглощения энергии. Местные пластические деформации допустимы при условии, что их области ограничены, т.е. такие деформации не приводят к уменьшению пространства для выживания. В кабине машиниста длина такого пространства должна составлять не менее 0,75 м. Среднее значение продольного ускорения в зонах выживания не должно превышать $5g$ (g – ускорение свободного падения) для сценариев 1 и 2 и $7,5g$ для сценария 3.

В стандарте EN 15227 содержатся требования, в соответствии с которыми необходимо продемонстрировать, что задачи обеспечения пассивной безопасности были выполнены. Для этого может проводиться численное моделирование, компонентные или полноразмерные испытания, или же все указанные методы могут использоваться в сочетании друг с другом [77].

Стандарт EN 15227 стал мощным стимулом и примером для создания нормативной базы, регламентирующей пассивную безопасность железнодорожного подвижного состава колеи 1520 мм. В Российской Федерации (РФ), ориентируясь на этот стандарт, разработаны и введены в действие “Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм” (1-я редакция [61] от 16.04.2010 г.; 2-я редакция [62] от 20.12.2011 г.). В основу этих требований положены результаты анализа статистических данных за 2001 – 2008 гг. о столкновениях на железных дорогах России (рис. 1.2): общее число столкновений составляет 2380, из которых большинство (86 %) аварий происходит на железнодорожных переездах. Столкновения с поездами составляют 1 %, но это примерно 3 случая в год.

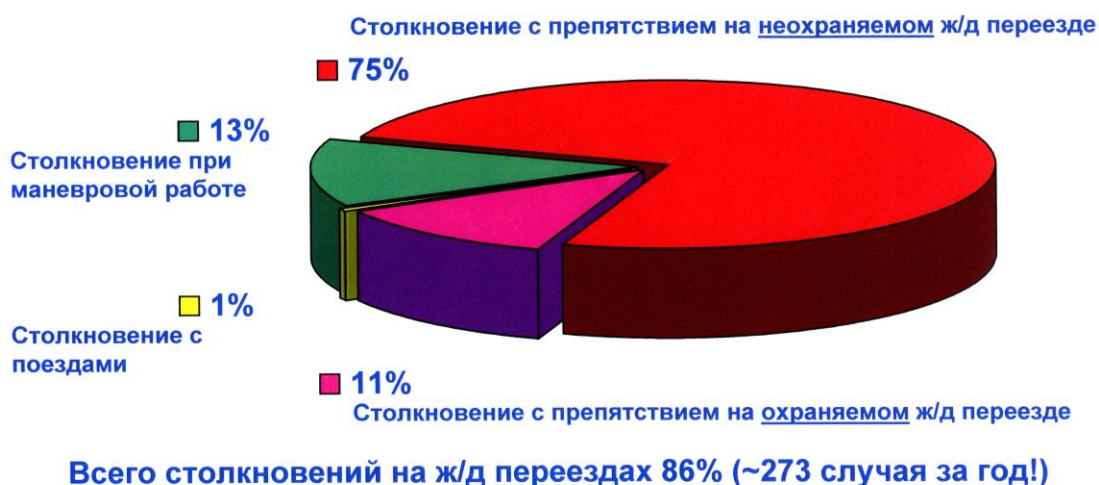


Рис. 1.2 – Статистика аварийных столкновений на железных дорогах России

Учитывая схожесть проблем, связанных с организацией скоростного и высокоскоростного пассажирского движения для всего пространства железных дорог с шириной колеи 1520 мм, в РФ подготовлен проект межгосударственного стандарта “Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля” на основе собственного аутентичного перевода стандарта EN 15227.

Внесенные в межгосударственный стандарт технические отклонения по отношению к стандарту EN 15227 обусловлены существенными различиями в конструкции железнодорожного подвижного состава и статистике аварийных столкновений на железных дорогах государств СНГ и государств ЕС.

Основные технические отклонения внесены в сценарии столкновений:

- в стандарт не включен как маловероятный сценарий лобового встречного столкновения двух идентичных составов со скоростью 36 км/ч;
- изменен сценарий столкновения пассажирского подвижного состава со скоростью 36 км/ч с грузовым вагоном массой 80 т, учтено отсутствие буферов на грузовых вагонах, эксплуатирующихся на железных дорогах государств СНГ;

- изменены условия для сценария столкновения железнодорожного подвижного состава с автомобилем на железнодорожном переезде (вместо деформируемого препятствия массой 15 т и скорости 110 км/ч по EN 15227 используется жесткое препятствие массой 10 т, а скорость аварийного столкновения составляет 72 км/ч или 110 км/ч для подвижного состава с конструкционной скоростью соответственно до 160 км/ч или более 160 км/ч. В данном сценарии предъявлены более строгие требования к максимальным продольным ускорениям единиц подвижного состава не более $5g$ вместо $7,5g$ по EN 15227.

Предполагается, что после обсуждения и доработки данный стандарт будет общим для 11-ти государств (Азербайджан, Армения, Беларусь, Казахстан, Кыргызстан, Молдова, Российская Федерация, Таджикистан, Туркменистан, Узбекистан, Украина).

1.2 Анализ существующих технических решений по пассивной защите локомотивов при аварийных столкновениях

Проведен патентно-библиографический поиск существующих технических решений по защите локомотивов от сверхнормативных нагрузок в аварийных ситуациях, вызванных наездом поезда на преграду или столкновением поездов. Цель поиска – анализ существующих технических решений и обоснование направлений разработки пассивной защиты локомотивов. Поиск проводился по патентным базам данных Европейского патентного ведомства (ЕПВ), а также России и Украины за период 2000 – 2013 гг. В результате выполненного анализа установлено, что проблеме пассивной безопасности железнодорожных транспортных средств в аварийных ситуациях уделяется большое внимание во всем мире. Лидирующие позиции в решении этой проблемы занимают Германия, Франция, Япония, США. На современном этапе Украина заметно отстает в решении вопроса пассивной безопасности железнодорожного подвижного состава. В настоящее время в Украине отечественные локомо-

тивы не имеют СПБ. За последние десять лет в Украине появился только один патент на устройство пассивной защиты [36]. Но вопросы разработки и создания локомотивов нового поколения с СПБ приобретают все большее значение и актуальность для Украины, учитывая стратегический курс страны на организацию скоростного пассажирского движения, ориентацию на евроинтеграцию и соответствие отечественных транспортных услуг евростандартам [25]. Следует отметить, что тяговый подвижной состав железных дорог с шириной колеи 1520 мм имеет ряд существенных отличий (в ударно-тяговых приборах, нормативных требованиях на его разработку и т.д.) от подвижного состава железных дорог с другой шириной колеи, для которого уже разработаны эффективные системы пассивной безопасности. Особенности конструкции автосцепного устройства СА-3 (в частности, большая головка автосцепки) и его крепления на раме кузова локомотива не позволяют обеспечить работу УПЭ в аварийной ситуации. В результате ударное воздействие жестко передается на рамы локомотива и следующих за ним вагонов, вызывая их значительные повреждения, а автосцепное устройство практически не деформируется. Поэтому при создании нового локомотива с СПБ для железных дорог с шириной колеи 1520 мм должны быть использованы автосцепные устройства, не препятствующие работе СПБ, и соответствующие противоподъемные устройства, предотвращающие напользание железнодорожных экипажей друг на друга при аварийном столкновении.

В настоящее время реализован ряд технических решений по пассивной защите локомотивов с отдельными тягово-сцепными и ударными устройствами.

Принцип пассивной безопасности состоит в следующем. В концевых частях железнодорожного экипажа, в частности локомотива, вводятся УПЭ, и создаются жертвенные зоны. Ослабление силовой структуры экипажа в жертвенных зонах сочетается с повышением жесткости элементов, ограничивающих зону безопасности, предназначенную для выживания и эвакуации людей. Возможность возникновения пластических деформаций в зоне безопасности должна быть исключена либо сведена к минимуму. Таким образом, пассивная безопасность экипажа при столкновении

в значительной степени закладывается в его конструкцию, чтобы минимизировать потребность в дополнительных объемах и массе. Конструкция экипажа с силовыми и жертвенными элементами должна выдерживать нормативные нагрузки, а при аварийном столкновении разрушаться по заданному сценарию, рассеивая энергию удара. При аварийном столкновении поезда с препятствием энергия рассеивается в результате последовательного разрушения УПЭ и жертвенных зон по всей длине поезда. При этом машинист, персонал и пассажиры находятся в зонах безопасности, где допустимый предел продольного ускорения для человека согласно [77] равен $5g$.

Пассивной защите локомотивов уделяется особое внимание, поскольку при лобовых столкновениях они первыми подвергаются сверхнормативным воздействиям. Для смягчения тяжести последствий инцидентов, защиты локомотивной бригады, пассажиров и обслуживающего персонала концевые части локомотива оборудуются многоступенчатой системой УПЭ, которые последовательно разрушаются при ударе (патенты JP 2006168707, JP 2006168709, JP 2005053346, US 2005072331, US 2005161554, GB 2411630, US 2007186802, EP 1827943, EP1930226, EP1900593, DE102006044397, DE102006043926). В конструкцию кабины машиниста для организации зоны безопасности вводят дополнительные элементы (патент GB 2411633), препятствующие распространению пластических деформаций и обеспечивающие возможность эвакуации людей при столкновениях.

В данном разделе приведены основные варианты технических решений по пассивной защите локомотивов при аварийных столкновениях, реализованные ведущими европейскими компаниями производителями тягового подвижного состава.

Одно из наиболее успешных конструктивных решений (рис. 1.3 – 1.4) реализовано в 2004 г. компанией Bombardier Transportation для локомотивов семейства ТРАХХ [23, 54, 82]. При этом впервые разработана концепция пассивной безопасности локомотива, согласно которой сминаемые при аварийных ударах элементы (патенты GB2411630, GB2411631, GB2411632, GB2411633) включены в существующую силовую схему каркаса кабины машиниста и рамы локомотива.

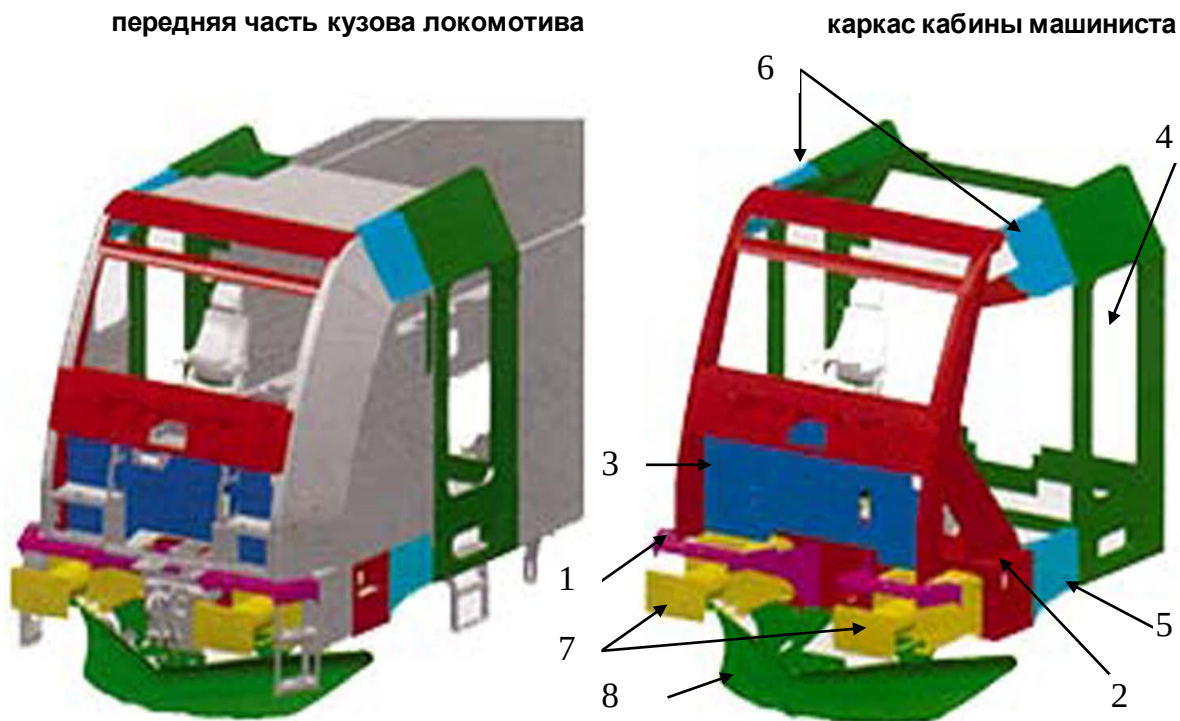


Рис. 1.3 – Элементы системы пассивной защиты локомотива семейства TRAXX



Рис. 1.4 – Крэш система EST DUPLEX G1.AI

При аварийном столкновении локомотива с препятствием поглощение энергии осуществляется в результате последовательного контролируемого деформирования следующих элементов:

- двух крэш систем EST DUPLEX G1.AI (рис. 1.4) с суммарной энергоемкостью 1,7 МДж, которые установлены перед буферным брусом;
- жертвенной зоны в передней части кабины.

Разработанная немецкой компанией EST Eisenbahn-Systemtechnik [72, 106] крэш система EST DUPLEX G1.AI, состоит из крэш буфера G1 и коробчатого жертвенного блока A1. Она имеет длину 1100 мм, массу 280 кг и энергоемкость 0,85 МДж. Крэш системы EST DUPLEX G1.AI используются на локомотивах Bombardier серии TRAXX, Siemens Dispolok Europrinter 127 001.

Конструкция каркаса кабины машиниста, приваренная к кузову локомотива, включает жертвенную зону, антипроникающую лобовую стенку из высокопрочной пластичной стали и усиленную зону безопасности для выживания и эвакуации локомотивной бригады. Интегрированное в структуру кабины машиниста массивное фронтальное соединение, состоящее из подоконного и надоконного брусьев, двух угловых оконных стоек, лобовой стенки и нижних раскосов, образует передний защитный щит. При столкновении действующие на него силы передаются на специальные сминаемые зоны нижних и верхних балок, то есть, нагрузки распределяются вокруг дверных проемов, позволяя сохранить оконные и дверные проемы в качестве запасных выходов. Пульт машиниста и оба кресла смонтированы на специальной раме с возможностью вращения и фиксации кресел в зоне безопасности, что значительно снижает опасность зажатия машиниста при аварийном столкновении. Каркас кабины имеет стальную обшивку. В передней части кабины на уровне пола расположено противоподъемное устройство, которое используется для крепления ступенек подножки. Конструкция кабины машиниста может без остаточных деформаций выдерживать такие статические сжимающие продольные нагрузки: 2,0 МН на уровне буферов; 0,7 МН на подоконный брус и 0,3 МН на надоконный брус. Соот-

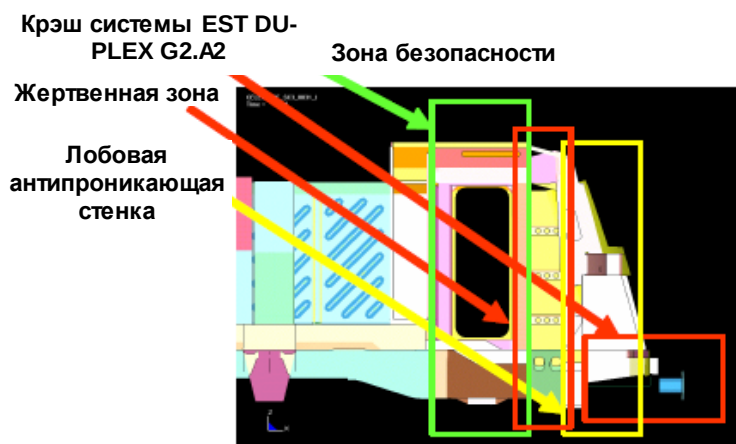
ветствие разработанной кабины стандарту EN 15227 подтверждено путем натурных испытаний. Энергоемкость элементов СПБ на одном конце локомотива составляет 2,1 МДж. Локомотив имеет несущий кузов, обеспечивающий возможность деформирования УПЭ и жертвенной зоны кабины машиниста.

В 2007 г. в рамках европейского проекта SAFETRAIN, послужившего основой для создания стандарта EN 15227, разработан чешский локомотив Skoda 109 E [68]. Кабина машиниста локомотива Skoda 109 E имеет жертвенную зону и зону безопасности. Для пассивной безопасности локомотива при столкновениях использованы крэш системы EST DUPLEX G2.A2, разработанные компанией EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH по аналогии с крэш системами EST DUPLEX G1.A1. Системами EST DUPLEX G2.A2 (длина 1100 мм, энергоемкость порядка 1 МДж при деформации 700 мм) оборудуются также локомотивы TRAXX Renfe, Voith Turbo Maxima 40 CC [78]. Элементы СПБ локомотива Skoda 109 E схематически показаны на рис. 1.5.



а)

а) – общий вид локомотива Skoda 109 E;

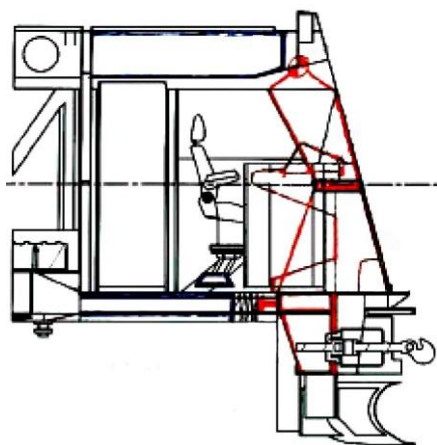


б)

б) – концептуальная схема СПБ локомотива

Рис. 1.5 – Система пассивной безопасности локомотива Skoda 109 E

Согласно концепции пассивной безопасности локомотива Voith Turbo Maxima 40 CC [78] немецкой компании Voith в конструкцию его концевых частей включены две системы EST DUPLEX G2.A2, антипроникающая стенка, жертвенные зоны и зоны безопасности, а также противоподъемное устройство и путеочиститель (рис. 1.6).



а)



б)



в)



г)

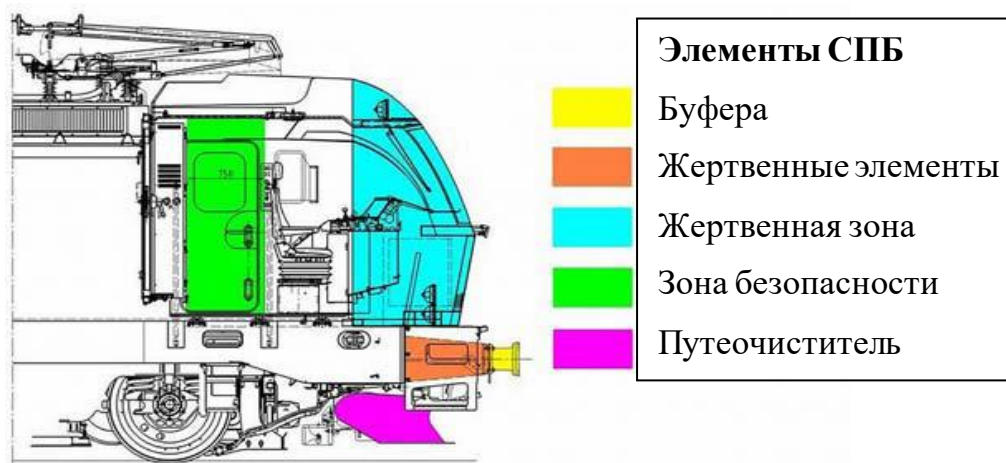
- а) – схема кабины с жертвенной зоной (ограничена красным контуром);
- б) – антипроникающая стенка в передней части кабины;
- в) – несущая конструкция кузова локомотива;
- г) – общий вид локомотива с крэш системами EST DUPLEX G2.A2

Рис. 1.6 – Локомотив Voith Turbo Maxima 40 CC с СПБ

Следует отметить, что локомотив Voith Turbo Maxima 40 CC, как и все новые европейские локомотивы, имеет несущую конструкцию каркаса кузова (рис. 1.6, а), которая позволяет обеспечить выполнение требований стандарта EN 12663 [76] по статической прочности и EN 15227 по безопасности при аварийных столкновениях.

СПБ локомотива Vectron Siemens (рис. 1.7) немецкой компании Siemens включает установленные в концевых частях его рамы за крэш буферами жертвенные элементы и жертвенную зону в кабине машиниста [107]. При аварийном столкновении жертвенная зона кабины деформируется заранее запланированным образом, а анти-проникающая лобовая стенка выполняет роль щита для машиниста. Локомотив Vectron Siemens соответствует требованиям EN 12663 и EN 15227.

Пассивная защита большинства европейских пассажирских локомотивов организована так, что при первых двух сценариях (стандарт EN 15227) основная часть энергии аварийных столкновений поглощается в результате разрыва, срезания или развальцовки элементов крэш буферов и пластической деформации расположенных за ними жертвенных элементов, как правило, коробчатого или трубчатого типа. Для гашения оставшейся части энергии, учитывая ограниченные габариты локомотива, в конструкции кабины машиниста, обычно, предусматривается жертвенная зона. Исключением являются локомотивы серии PRIMA II [95] французской компании Alstom (рис. 1.8). При тестовых сценариях столкновений согласно стандарту EN 15227 конструкция кабины локомотива серии PRIMA II практически не получает пластических деформаций, то есть фактически является зоной безопасности. Энергопоглощение происходит за счет работы крэш буферов с жертвенными элементами, которые вынесены перед кабиной машиниста на 1 м, то есть на длину их максимальной деформации при средней силе 2 МН. Такое решение позволяет значительно снизить ударную нагрузку на рамы кузова локомотива и прицепных вагонов. Крэш буфер с жертвенным элементом в виде усеченной пирамиды (рис. 1.8, б), разработанный компаниями Alstom и Acieries de Ploermel Alstom (Франция) [94] для локомотивов Prima II аналогичен крэш буферу с жертвенным элементом (рис. 1.7, б) для



а)



б)



в)



г)



д)

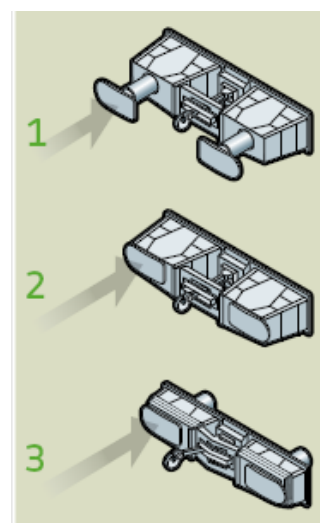
- а) – схема кабины машиниста с элементами СПБ;
- б) – буфер с жертвенным элементом компании Siemens до деформации;
- в) – буфер с жертвенным элементом компании Siemens после деформации;
- г) – конструкция кузова локомотива;
- д) – общий вид локомотива

Рис. 1.7 – Локомотив Vectron Siemens с СПБ



а)

а) – общий вид локомотива PRIMA II;



б)

б) – фрагменты (1 – 3) деформации крэш буферов и УПЭ при ударе

Рис. 1.8 – Локомотив PRIMA II с СПБ

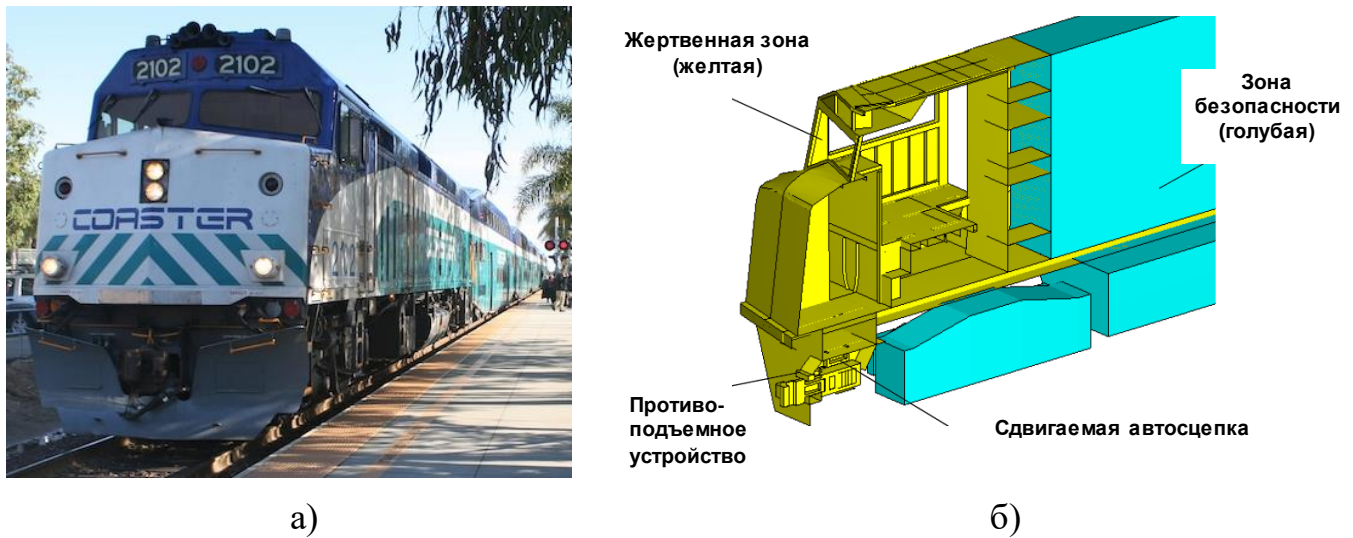
локомотивов Vectron Siemens. При ударе происходит закрытие поглощающих аппаратов буферов, пластическая деформация стаканов буферов и жертвенных элементов.

Последними успешными разработками локомотивов с СПБ согласно стандарту EN 15227 являются польский локомотив Pesa SML 001/12 - Pesa “111Ed-001” [84] и электровоз двойного питания Travsca [26] с системой изменения ширины колесных пар TALGO RD, способной адаптироваться к любой ширине пути.

Как следует из проведенного анализа СПБ локомотивов с отдельными ударно-тяговыми устройствами, их отличительные особенности заключаются в наличии буферов или крэш буферов и жертвенных элементов в концевых частях рамы кузова, антипроникающей лобовой стенки, жертвенной зоны и зоны безопасности в конструкции кабины машиниста, противоподъемных устройств, путеочистителя, несущей конструкции кузова, обеспечивающей работу СПБ при аварийных столкновениях.

Пассивная защита локомотивов с автосцепкой американского типа основана на принципе максимального поглощения энергии столкновения за счет пластической

деформации жертвенных зон в концевых частях локомотива. На рис. 1.9



- а) – общий вид локомотива с СПБ;
 б) – схема жертвенной зоны локомотива (в разрезе)

Рис. 1.9 – Американский локомотив F40PHM с жертвенной зоной

приведен четырехосный пассажирский локомотив F40PHM [93] с СПБ. Он оборудован американским автосцепным устройством, которое сдвигается назад при аварийном столкновении, и противоподъемным устройством. Обширная жертвенная зона в передней части кабины выделена на рис. 1.9 желтым цветом.

Особый интерес представляют технические решения по пассивной защите локомотивов нового поколения для железных дорог США (рис. 1.10), а именно, локомотивов ACS (Amtrak Cities Sprinter)-64 [70], созданных немецкой компанией Siemens, и односекционных электровозов ННР-8 (High Horse Power 8000) [81], произведенных консорциумом Bombardier Transportation and Alstom. В соответствии с требованиями США по пассивной безопасности [90] концевые части указанных локомотивов оборудованы сдвигаемыми назад при аварийном столкновении автосцепными устройствами (push-back coupler) и системой УПЭ (рис. 1.10) [88]. Конструкция автосцепного устройства СА-3 разрабатывалась на основе конструкции американского автосцепного устройства, поэтому опыт разработки push-back coupler и ее

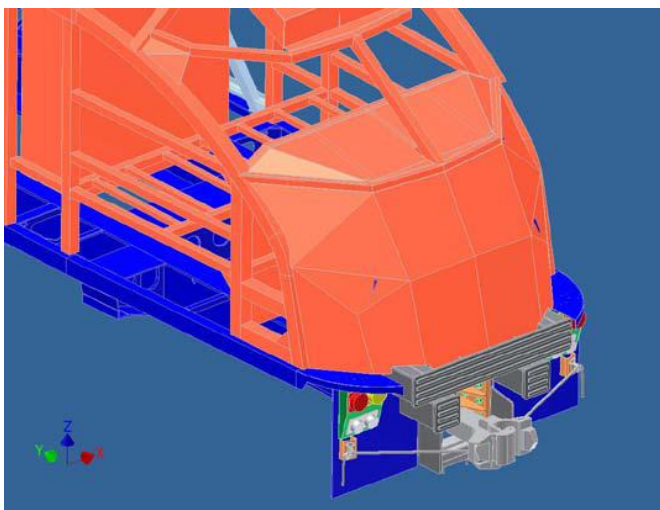
применения в СПБ экипажей пассажирского поезда может быть использован



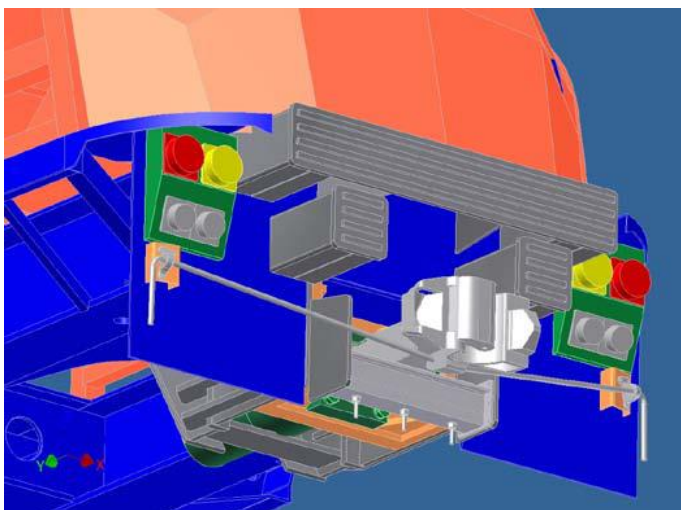
а)



б)



в)



г)

- а) – локомотив ACS-64 с СПБ (Siemens);
- б) – электровоз ННР-8 с СПБ (Bombardier Transportation and Alstom);
- в) – УПЭ и жертвенная зона в передней части локомотива;
- г) – схема крепления УПЭ и сдвигаемой автосцепки на раме локомотива

Рис. 1.10 – Пассажирские локомотивы США с СПБ

для создания сдвигаемого назад автосцепного устройства СА-3 и организации пассивной защиты подвижного состава колеи 1520 мм.

Проведенный патентно-библиографический анализ показал, что в настоящее время в качестве жертвенных конструкций используются: сотовые элементы; сминаемые полые профили из гофрированных металлических листов; деформируемые балочные конструкции, дополненные инициаторами деформации (EP 1747961, EP 1746007, DE102007005421, WO2008046873, EP1914144), или без таковых (DE 20320738U, EP1914144); продавливаемые трубчатые структуры, в том числе заполненные вспененным материалом; стержневые перфорированные конструкции; устройства, содержащие срезаемые при ударе детали. Большое значение при разработке локомотивов нового поколения с СПБ имеет применение новых материалов и современных технологий [98], которые позволяют изготавливать более легкий, но не менее прочный подвижной состав [35, 37, 44]. В этом смысле перспективу использования имеют, например, высокопрочные нержавеющие стали, алюминиевые сплавы и полимеры, армированные стекловолокном [35, 37, 41]. В качестве материала для изготовления УПЭ целесообразно выбирать пластичные нержавеющие стали, алюминиевые сплавы и композитные материалы. В качестве новых облегченных энергопоглощающих материалов целесообразно использовать металлическую (алюминиевую) пену либо сочетание алюминиевых конструкций со вспененными материалами, а также композитные синтетические материалы (DE 102004025095), полимерные сотовые структуры (сотопласты) [35, 37, 41, 96].

Анализ мирового опыта по вопросу пассивной защиты локомотивов показал, что для обеспечения их безопасности при аварийных столкновениях необходимы:

- установка в концевых частях локомотива сменных УПЭ (жертвенных элементов), предназначенных для контролируемого поглощения механической энергии удара, дополнительных механизмов поглощения энергии в сцепных устройствах;
- организация в концевых частях конструкции железнодорожного экипажа специальных жертвенных зон для поглощения энергии удара;

- введение в конструкцию каркаса кабины машиниста защитных стенок, предохраняющих зону безопасности от проникновения в нее посторонних предметов;
- введение дополнительных силовых контуров вокруг зоны безопасности;
- использование устройств и технических решений СПБ, направленных на предотвращение складывания единиц подвижного состава и их напользания друг на друга при аварийном столкновении;
- использование в зонах пребывания людей конструкций, сводящих к минимуму риск их травмирования при аварийном столкновении;
- обеспечение усиленного крепления травмоопасного оборудования;
- применение новых материалов и современных технологий, позволяющих изготавливать более легкий и в то же время прочный подвижной состав.

Проведенный анализ патентно-библиографических источников показал целесообразность разработки принципиально новой кабины машиниста скоростного пассажирского локомотива с эффективной СПБ, в основу работы которой положен принцип максимального поглощения кинетической энергии удара за счет особенностей контролируемого упругопластического деформирования и разрушения специально предназначенных для этого жертвенных элементов и жертвенных зон.

1.3 Обзор основных методов исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций железнодорожных экипажей при эксплуатационных и сверхнормативных ударных нагрузках

Создание перспективной конструкции кабины машиниста с элементами СПБ для отечественного электровоза нового поколения должно опираться на технические решения, научно-обоснованные исследованиями напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов разрабатываемых конструкций при штатных воздействиях и сверхнормативных нагрузках, характеризующих тестовые сценарии аварийных столкновений. Проектирование конкурентоспособных конструкций кабин должно

проводиться, прежде всего, на основе широкого использования современных технологий математического моделирования, чтобы уже на ранних стадиях оценить качество предлагаемых технических решений.

В настоящее время накоплен большой опыт, создана научная база и разработаны достаточно эффективные методы для исследования динамической нагруженности и прочности конструкций подвижного состава железных дорог при эксплуатационных воздействиях [9, 15, 24, 30, 31]. Значительный вклад в создание научно-методического обеспечения и решение указанных задач внесли работы ученых ДНУЖТа, ИТМ НАНУ и ГКАУ, ВУНУ, ГП “УкрНИИВ”, ДЭТУТа, ГП “ГНИЦЖТУ”, УкрГАЗТ, ДонИЖТ, а также БГТУ, ВНИИЖТа, МГУПСа, ПГУПСа, РГУПСа, ОАО “ВНИКТИ”. Основы современных методов расчета, проектирования и испытаний железнодорожных экипажей заложены Е.П. Блохиным, Г. И. Богомазом, Б. Е. Боднарем, Ю. П. Бороненко, М.Ф. Вериге, С.В. Вершинским, В. Д. Дановичем, А. В. Донченко, О. Л. Голубенко, Ю. В. Деминим, А.А. Камаевым, Б. Г. Кеглиным, М. Б. Кельрихом, М.Л. Коротенко, В. С. Коссовым, С. А. Кострицей, В.Н. Котурановым, В.А. Лазаряном, Л. А. Манашкиным, С. В. Мямлиным, Н. Е. Науменко, Н. М. Найшем, Л. Н. Никольским, Э. С. Оганьяном, Д. Ю. Погореловым, В. А. Симоновым, М. Б. Соболевской, И. Ю. Хижой, В. Ф. Ушкаловым, И. И. Челноковым, Ю. М. Черкашиным и др.

Проблеме анализа динамики аварийных столкновений поездов с препятствиями на железнодорожных путях с шириной колеи 1520 мм посвящено значительно меньше работ [1, 7, 8, 11, 14, 21, 22, 28, 29, 33, 36, 46 – 53, 59 – 60, 65, 66, 101]. Вопросы исследования НДС элементов конструкций железнодорожных экипажей с СПБ при сверхнормативных ударных нагрузках в странах постсоветского пространства только начинают рассматриваться. Однако в зарубежных странах с начала 90-х годов прошлого века подобные теоретические исследования и натурные эксперименты активно проводятся для подвижного состава железных дорог с другой шириной колеи [3, 23, 35, 37, 41, 54, 56, 71, 72, 74, 75, 78, 80, 85 – 89, 91, 93, 95 – 100, 102 – 104, 106, 108 – 114]. На основе результатов выполненных исследований разработан

европейский стандарт EN 15227. В мировой практике существенный вклад в решение проблемы пассивной защиты железнодорожных экипажей внесли иностранные специалисты зарубежных компаний Alstom, Bombardier Transportation, Dellner, Siemens, Voith Turbo, Amtrak, PESA и ряда других научных и производственных организаций и высших учебных заведений.

Расчеты НДС элементов конструкций железнодорожного подвижного состава при статических и динамических воздействиях в линейной и нелинейной постановках в настоящее время, в основном, выполняются методом конечных элементов с использованием мощных программных комплексов. Они позволяют учитывать конструктивные особенности рассматриваемых экипажей и специфику их деформирования при эксплуатационных и сверхнормативных нагрузках. Наибольшее распространение и популярность получили следующие специализированные пакеты программ, реализующие метод конечных элементов: MSC/Nastran, MSC/Patran, MSC/Marc, ADAMS, COSMOS/M, NICA, Ansys, LS-Dyna3D, Altair Radioss, Altair HyperCrash, PamCrash, Abaqus и другие.

Для моделирования аварийных сценариев столкновений подвижного состава с препятствием (крэш-моделирования) чаще всего применяется LS-Dyna3D и аналоги, в числе которых Altair Radioss, Altair HyperCrash, PamCrash, SamCEF, MSC/Dytran, Abaqus/Explicit. Использование указанных программных комплексов для решения задачи оценки НДС элементов конструкции железнодорожного экипажа с СПБ при сверхнормативных ударных воздействиях требует очень высокой квалификации расчетчиков и глубокого понимания ими рассматриваемых механических процессов, адекватного математического моделирования с обоснованием достоверности полученных результатов. Пассивная защита тягового подвижного состава при аварийных столкновениях осуществляется в результате поглощения энергии удара путем пластического деформирования жертвенных элементов и жертвенных зон. Поэтому анализ НДС элементов конструкций локомотива с СПБ должен проводиться с учетом пластического деформирования жертвенных конструкций при действии кратковременных динамических нагрузок. При этом необходимо решать сложную динами-

ческую задачу теории пластичности с учетом конструктивных особенностей рассматриваемых технических объектов, специфики поведения материала при ударных воздействиях, т. е. зависимости его пластических свойств от скоростей деформаций, а также нелинейных соотношений между перемещениями и деформациями. В настоящее время система “Ansys” с решателем “LS-Dyna” [74] является одной из самых мощных и популярных конечно-элементных расчетных систем в мире, которые предназначены для расчета кратковременных динамических процессов, сопровождающихся пластическим деформированием и разрушением конструкций. Большая трудность при конечно-элементном моделировании таких процессов заключается в правильном задании модели поведения материала. Расчеты за пределом текучести основываются на данных экспериментальных исследований механических свойств материалов под действием различных нагрузок. В базе данных вычислительной системы “Ansys” с решателем “LS-Dyna” [19, 74] более 200 моделей материалов. Однако, при практическом ее использовании, даже подобрав аналог материала, имеющий примерно такой же химический состав, похожие модуль упругости и предел текучести, трудно полностью доверять многочисленным дополнительным параметрам моделей. Единственным критерием является проверка и коррекция этих коэффициентов по результатам экспериментов для максимального похожего материала и при максимально схожих условиях нагружения. Таким образом, все указанные выше вычислительные комплексы являются лишь инструментами и не дают возможности автоматического решения сложных нелинейных динамических задач оценки нагруженности и НДС элементов железнодорожных экипажей нового поколения с СПБ при ударных воздействиях с учетом конструктивных особенностей, специфики ударного процесса и развития пластических деформаций вплоть до разрушения конструкций пассивной защиты. Каждое конкретное исследование даже при наличии высокопроизводительной вычислительной техники и эффективных пакетов прикладных программ требует аргументированного выбора соответствующего теоретического аппарата, совершенствования методов расчета, разработки новых адекватных математических моделей и методик, а также обоснования достоверности полу-

ченных результатов математического моделирования с учетом уже накопленного опыта. Так, например, в европейском стандарте EN 15227 содержатся требования, согласно которым необходимо продемонстрировать, что задачи обеспечения пассивной безопасности были выполнены. Для этого может проводиться численное моделирование, компонентные, натурные испытания или все указанные методы могут использоваться в сочетании друг с другом [77].

Одной из основополагающей работ по вопросу пассивной защиты локомотивов является работа [72]. В ней описана базовая концепция пассивной безопасности при столкновениях локомотивов, оборудованных отдельными тягово-сцепными и ударными устройствами. В соответствии с данной концепцией, разработанной на основе результатов европейского проекта SAFETRAIN, защита локомотива при столкновении осуществляется путем многоэтапной контролируемой деформации УПЭ и жертвенной зоны каркаса кабины машиниста. Компания Bombardier Transportation разработала модульную конструкцию кабины машиниста локомотива серии ТРАХХ, включив энергопоглощающие элементы в силовую схему каркаса кабины таким образом, что изменения конструкции локомотива не привели к увеличению его массы, длины и общей стоимости изготовления. В работе приведены результаты МКЭ моделирования процесса деформации каркаса кабины при сверхнормативных нагрузках с помощью программного комплекса LS-Dyna3D. Показано, что разработанная конструкция кабины машиниста соответствует требованиям стандартам TSI — Н1 (первая редакция) [105] по безопасности при столкновениях с различного рода препятствиями. Ударные испытания реальной кабины в Центре ремонта подвижного состава в Жмигруде (Польша) подтвердили результаты выполненных расчетов.

Основные принципы моделирования с помощью МКЭ сценариев столкновения пассажирского поезда с различными препятствиями, а также вопросы разработки и использования деформируемой модели крупногабаритного препятствия в сценарии столкновения на железнодорожном переезде рассмотрены в работе [111].

Общий подход к исследованию с помощью МКЭ столкновения скоростного пассажирского поезда с препятствиями и разработанные пространственные матема-

тические модели экипажей с СПБ изложены в работе [112]. Работа [103] посвящена анализу результатов конечно-элементного моделирования с помощью LS-Dyna3D взаимодействия машиниста с пультом управления и дополнительными элементами пассивной защиты внутри кабины при тестовых сценариях столкновения. Сопоставление полученных результатов с результатами натурных экспериментов приведено в работе [102]. В работе [80] рассмотрены основные положения концепции пассивной безопасности при столкновениях сочлененного моторвагонного поезда GTW для сети ARRIVA (Нидерланды), этапы реализации предложенной концепции в разных вариантах конструктивного исполнения головного вагона с элементами СПБ, результаты расчетов НДС элементов его конструкций для сценариев столкновения согласно проекту евростандарта pr EN 15227 с помощью МКЭ и программы Abaqus EXplizit, а также сопоставление данных экспериментальных исследований и расчетов по отработке конструкций жертвенных элементов. Работы [74, 96] посвящены вопросам конечно-элементного моделирования тестовых сценариев столкновения для высокоскоростного поезда AnsaldoBreda (Италия) с использованием вычислительных комплексов LSTC/LS-Dyna, MSC/Dytran и Abaqus. В [96] приведено сопоставление результатов численного моделирования деформирования конструкции кабины машиниста с многоступенчатой системой УПЭ и данных натурных испытаний кабины при аварийном столкновении поезда с тестовым вагоном. Результаты натурных экспериментов и МКЭ моделирования с помощью программы LS-Dyna работы IP400С крэш буфера фирмы OLEO при ударных воздействиях в аварийной ситуации описаны в [85]. Показано хорошее согласование результатов, полученных разными методами. Поглощение энергии удара происходит в результате развальцовки трубы, входящей в состав крэш буфера. В работе [110] приведены результаты оценки с помощью программы Ansys прочности конструкции каркаса кабины машиниста при статических нагрузках согласно требованиям стандарта EN 12663, а также выполненного с помощью программы LS-Dyna нелинейного динамического крэш анализа кабины машиниста при тестовых сценариях столкновения согласно стандарту EN 15227.

Результаты МКЭ анализа по программе Abaqus сценариев столкновения локомотива с разного типа препятствиями для отработки сдвигаемого автосцепного устройства push-back coupler и УПЭ с противоподъемными устройствами обсуждены в [88]. В работе [91] приведены результаты моделирования с использованием комплексов Dytran Explorer Patran тестовых сценариев столкновения согласно EN 15227 нового финского двухэтажного моторвагонного поезда с препятствием. МКЭ модели и результаты расчетов с помощью LS-Dyna деформирования головных вагонов нового китайского пассажирского поезда при столкновениях согласно требованиям стандарта EN 15227 приведены в [113].

Из выполненного обзора следует, что, несмотря на достаточно большой опыт проведения научных исследований в области динамики подвижного состава в эксплуатационных условиях, практически отсутствуют отечественные методики, позволяющие путем математического моделирования оценить НДС элементов конструкций железнодорожных экипажей при сверхнормативных динамических нагрузках. Поэтому актуальной является разработка научно-методического обеспечения и математических моделей для исследования НДС элементов конструкций локомотива, в частности кабины машиниста при статических нагрузках и ударных воздействиях согласно тестовым сценариям аварийных столкновений на колее 1520 мм.

Цель работы – повышение пассивной безопасности локомотива при аварийных столкновениях путем создания кабины машиниста с жертвенной зоной, зоной безопасности и устройствами поглощения энергии.

Задачи исследования: провести анализ современных мировых тенденций и существующих подходов к решению проблемы пассивной защиты локомотивов при аварийных столкновениях; разработать требования по пассивной безопасности локомотива при тестовых сценариях аварийных столкновений с препятствием на колее 1520 мм; разработать конструктивно-компоновочную схему кабины машиниста локомотива с интегрированными элементами СПБ; разработать научно-методическое обеспечение и конечно-элементные модели для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции каркаса кабины при сверхнормативных уда-

рах; разработать конечно-элементные модели для исследования НДС элементов конструкций каркаса кабины при статических продольных нагрузках на лобовую стенку; провести исследования пластического деформирования элементов проектируемой конструкции каркаса кабины машиниста без учета и с учетом УПЭ при сверхнормативных ударах согласно тестовым сценариям столкновений и определить параметры базовой конструкции каркаса; провести исследования НДС элементов конструкции каркаса кабины с жертвенной зоной и зоной безопасности при статическом продольном нагрузке на элементы лобовой стенки и доработать базовую конструкцию каркаса в соответствии с требованиями нормативных документов по ее прочности; выполнить проверку соответствия доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления и УПЭ принятым требованиям по пассивной безопасности локомотива; на основе результатов выполненных исследований разработать модульную кабину машиниста локомотива нового поколения с СПБ.

1.4 Выводы

Выполнен анализ нормативной базы, регламентирующей пассивную безопасность пассажирского локомотива при его аварийных столкновениях с препятствием, и патентно-библиографический поиск существующих технических решений по пассивной защите локомотивов. Обоснована необходимость разработки конструкций локомотивов нового поколения с эффективными системами активной и пассивной безопасности. Специфика таких локомотивов определяется наличием: ударно-тяговых приборов, не препятствующих работе СПБ при аварийных столкновениях, противоподъемных устройств, которые защищают экипажи от наезда друг на друга; жертвенных элементов и жертвенных зон, предназначенных для поглощения энергии; усиленной зоны безопасности для выживания и эвакуации людей.

Выполнен обзор литературы по вопросам пассивной защиты пассажирских локомотивов, оборудованных раздельными тягово-сцепными и ударными устройствами, при аварийных столкновениях. Установлено, что пассивная защита таких поез-

дов организована так, что основную часть энергии аварийного столкновения с железнодорожным подвижным составом поглощают крэш буфера и расположенные за ними жертвенные элементы, которые закреплены в концевых частях локомотивов. Рассмотрены основные варианты реализованных технических решений по конструктивному исполнению кабины машиниста локомотива с СПБ. Определено, что перспективной является модульная кабина машиниста, которая содержит антипроникающую лобовую стенку, жертвенную зону в передней части и зону безопасности в задней части. Существующие локомотивы с СПБ имеют несущую конструкцию каркаса кузова, которая позволяет обеспечить выполнение требований по статической прочности и по безопасности при аварийных столкновениях.

В результате анализа существующих вариантов пассивной защиты локомотивов с объединенными ударно-тяговыми приборами установлено, что такая защита предполагает использование сдвигаемых назад автосцепных устройств (push-back coupler), многоуровневой системы УПЭ и жертвенных зон в передних частях кабин машиниста.

Выполнен анализ основных подходов к исследованию динамики и прочности элементов конструкций железнодорожных экипажей при штатных и нештатных нагрузках. Отмечено, что вопросы оценки динамической нагруженности конструкций подвижного состава с СПБ при аварийных столкновениях в странах постсоветского пространства только начинают рассматриваться, хотя в зарубежных странах теоретические и экспериментальные исследования по пассивной защите подвижного состава железных дорог с другой шириной колеи активно проводятся с начала 90-х годов прошлого века. Обоснована целесообразность разработки методического обеспечения и конечно-элементных математических моделей для исследования НДС элементов конструкций каркаса кабины машиниста локомотива с СПБ при статических нормативных нагрузках и сверхнормативных ударах. Определена цель и основные задачи исследований по теме диссертационной работы. Показана целесообразность разработки с использованием современных технологий математического моделирования принципиально новой кабины машиниста локомотива с СПБ.

Основные научные результаты раздела опубликованы в работах [1, 9, 14].

РАЗДЕЛ 2

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ КАРКАСА КАБИНЫ МАШИНИСТА ПРИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Разработано научно-методическое обеспечение для математического моделирования НДС элементов конструкции каркаса кабины машиниста при статических нагрузках и при сверхнормативных ударных воздействиях. Для апробации разработанного научно-методического обеспечения и подтверждения достоверности получаемых с его помощью результатов проведены теоретические и экспериментальные исследования пластического деформирования жертвенных элементов в виде перфорированных трубчатых конструкций при статических сжимающих нагрузках и при продольных ударах с малой скоростью.

2.1 Разработка научно-методического обеспечения для исследования НДС элементов конструкции каркаса кабины при нормативных нагрузках и сверхнормативных ударах в аварийных ситуациях

Для оценки НДС элементов конструкции каркаса кабины машиниста при статических нормативных нагрузках и сверхнормативных ударных воздействиях используется метод конечных элементов в виде метода перемещений [17]. Согласно МКЭ в зависимости от принятых исходных предпосылок и допущений континуальная система с бесконечным числом степеней свободы представляется ее дискретным аналогом, то есть совокупностью конечного числа элементов, соединенных между собой в конечном числе узловых точек. При этом свойства континуальной системы сохраняются в ее конечно-элементном аналоге. Решение задачи определения НДС элементов исследуемой конструкции включает следующие основные этапы:

- идеализация конструкции набором конечных элементов и задание исходной информации о модели (топология конструкции, значения геометрических, массовых и жесткостных параметров конечных элементов в зависимости от выбранных типов);
- определение матриц жесткостей, масс и демпфирования для используемых типов конечных элементов и вычисление общих матриц жесткостей, масс и демпфирования для всей конструкции;
- задание граничных и начальных условий;
- задание внешних воздействий;
- формирование и решение системы уравнений, описывающих рассматриваемый процесс;
- определение деформаций конечных элементов по известным узловым перемещениям, вычисление напряжений в элементах по найденным деформациям и узловых сил, характеризующих динамическую нагруженность конструкции в рассматриваемый момент времени.

Для каждого конечного элемента определяется эквивалентное напряжение

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (2.1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – компоненты нормальных напряжений;

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – компоненты касательных напряжений.

При статическом нагружении согласно критерию текучести Мизеса, если значение σ_e превышает значение σ_T расчетного сопротивления (предела текучести), можно говорить о начале возникновения пластических деформаций в элементах конструкции. При описании ударных процессов критерий текучести Мизеса учитывает влияние скорости нагружения на физико-механические свойства материалов [5]

$$\sigma_e \leq \sigma_T(\dot{\epsilon}), \quad (2.2)$$

где $\dot{\epsilon}$ – скорость деформации.

В данной диссертации получило дальнейшее развитие научно-методическое обеспечение для анализа НДС элементов конструкции железнодорожного экипажа при нормативных нагрузках, основанное на синтезе автоматизированного геометрического конструирования и МКЭ моделирования. Научно-методическое обеспечение распространено на класс задач по исследованию нелинейного деформирования элементов каркаса кабины локомотива с СПБ при ударах, характеризующих тестовые сценарии столкновений на дорогах колеи 1520 мм, и включает следующие этапы:

- создание с помощью средств автоматизированного конструирования [40] трехмерной геометрической модели исследуемой конструкции;
- импортрование геометрической модели в программу, представляющую собой многоцелевой пакет для решения с помощью МКЭ [19, 74] сложных задач механики деформируемого тела;
- создание конечно-элементной математической модели;
- решение поставленной задачи статики или динамики [74];
- анализ результатов и проверка их достоверности.

Научно-методическое обеспечение доработано с учетом:

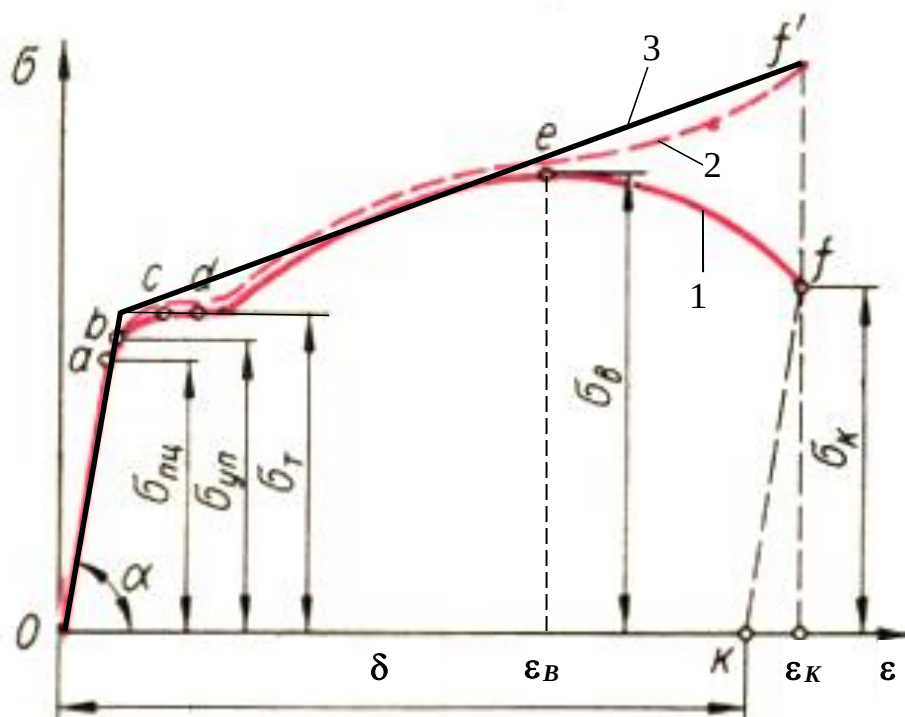
- физической нелинейности материала конструкции в зоне пластичности [2];
- геометрической нелинейности, характеризующей большие перемещения элементов конструкции, изменение ее размеров вследствие пластических деформаций элементов конструкции;
- нелинейной зависимости предела текучести стали от скорости деформации;
- переменного контактного взаимодействия между элементами рассматриваемой механической системы соударяющихся тел;
- возможности разрушения элементов конструкции по заданному критерию.

Для описания упругопластических свойств материала при ударных воздействиях использована инкрементальная модель пластичности в формулировке Крига и Кея [79, 87], основанная на билинейной аппроксимации диаграммы растяжения с учетом кинематического упрочнения. Точка перелома такой двухзвенной кусочно-

линейной кривой соответствует динамическому пределу текучести, который зависит от скорости деформации. Моделирование нелинейной характеристики материала основано на использовании истинной диаграммы растяжения.

Характерные диаграммы статического растяжения для большинства машиностроительных сталей представляют собой кривые с прямолинейным участком, соответствующим упругой стадии деформирования (до предела текучести σ_T или $\sigma_{0,2}$), и криволинейным участком, описывающим поведение материала за пределом упругости [2, 16, 27, 55, 64]. Типичные диаграммы растяжения для малоуглеродистой стали [55] представлены на рис. 2.1. После стадии текучести на участке упрочнения до максимального значения нагрузки $F_{\max}$, которую способен выдержать образец, удлинения распределяются равномерно по длине образца, а затем происходит местное сужение в виде шейки и нагрузка падает, хотя напряжение в сечении шейки непрерывно растет. На условной диаграмме после предела прочности σ_B обычно изображают нисходящий участок кривой до напряжения σ_K в момент разрыва образца, поскольку нагрузка падает, а напряжения определяют, исходя из начального значения A_0 площади поперечного сечения образца. При построении истинной диаграммы растяжения величина силы делится на действительную площадь A поперечного сечения образца. При этом на истинной диаграмме вместо нисходящего участка кривой будет восходящий участок с примерно тем же углом наклона, что и на начальном участке упрочнения. В момент разрыва истинные напряжения будут выше условного предела прочности, другими словами, сопротивление пластическому деформированию растет до момента разрушения.

При моделировании нелинейного поведения материала используется значение истинного напряжения s , которое, в отличие от инженерного (условного) значения напряжения σ , представляет собой отношение растягивающего усилия F_e (определяемого по экспериментальной диаграмме растяжения) к площади A поперечного сечения испытываемого образца в текущий момент испытаний



σ – условное напряжение;

ε – относительное удлинение;

$\sigma_{пц}$ – условный предел пропорциональности;

$\sigma_{уп}$ – условный предел упругости;

σ_T – условный предел текучести;

σ_B – условный предел прочности;

σ_K – условное напряжение в момент разрыва образца;

$\varepsilon_B, \varepsilon_K$ – относительные удлинения, соответствующие σ_B, σ_K

δ – относительное удлинение после разрыва.

1 – условная диаграмма;

2 – истинная диаграмма;

3 – билинейная аппроксимация истинной диаграммы

Рисунок 2.1 – Типичные диаграммы растяжения для малоуглеродистой стали

$$\sigma = \frac{F_e}{A_0}; \quad F_e = \sigma \cdot A_0; \quad s = \frac{F_e}{A} = \frac{\sigma \cdot A_0}{A}. \quad (2.3)$$

Исходя из гипотезы о неизменности объема при пластической деформации [55, 79]

$$A \cdot l = A_0 \cdot l_0, \quad \frac{A_0}{A} = \frac{l}{l_0} = \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = 1 + \frac{\Delta l}{l_0} = 1 + \varepsilon; \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}; \quad (2.4)$$

$$s = \sigma \cdot (1 + \varepsilon), \quad (2.5)$$

где Δl – приращение длины образца в процессе растяжения;

l_0 – исходная длина образца.

Истинное относительное удлинение определяется по формуле [55, 79]

$$e = \int_{l_0}^{l_0 + \Delta l} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = \ln(1 + \varepsilon), \quad (2.6)$$

Следует отметить, что согласно (2.5)

$$s_T \approx \sigma_T, \quad s_B = \sigma_B \cdot (1 + \varepsilon_B) > \sigma_B, \quad (2.7)$$

где s_T – истинный предел текучести;

s_B – истинный предел прочности.

Согласно инкрементальной модели пластичности в формулировке Крига и Кея [79, 87]

$$s = s_d + E_{pl} \cdot e_{pl}; \quad e_{pl} = \int de_{pl}; \quad de_{pl} = de - de_y; \quad (2.8)$$

$$E_{pl} = \frac{E_e \cdot E_T}{E_e - E_T}; \quad E_T = \frac{E_h \cdot E_e}{E_h + E_e}; \quad E_h = \frac{s_B - s_T}{e_B - \frac{s_T}{E_e}}; \quad e_B = \ln(1 + \varepsilon_B), \quad (2.9)$$

где s_d – истинный динамический предел текучести, который определяется с учетом влияния скорости деформации на механические свойства материала конструкции при ударе,

E_e – модуль Юнга;

E_{pl} – модуль упрочнения;

E_T – тангенциальный модуль на участке пластического деформирования;

de_{pl} – приращение истинной пластической деформации;

de_y – приращение упругой деформации.

Для исследования поведения конструкций при динамическом воздействии необходимо учитывать влияния скорости деформации на механические свойства материалов [57]. В настоящее время накопилось много экспериментальных данных, полученных на одноосно нагруженных образцах при различных скоростях нагружения [38, 42, 74]. Установлено, что при увеличении скорости нарастания нагрузки, и, следовательно, скорости роста деформации, все материалы, находящиеся в пластическом состоянии обнаруживают общую тенденцию к увеличению сопротивляемости деформированию [33]. На рис. 2.2 – 2.4 показаны условные диаграммы растяжения для различных сталей при разных скоростях деформации, полученные экспериментальным путем (линии “Exp”) и соответствующие им истинные диаграммы (линии “Fit”) [74]. На указанных рисунках скорости деформации приведены в 1/s, что соответствует размерности c^{-1} . Как видно из приведенных рисунков, чем выше скорость деформации, тем выше предел текучести и предел прочности. У металлов влияние скорости нагружения проявляется при значительной разнице в скоростях. В результате динамических испытаний образцов в режиме постоянной скорости деформирования установлено, что наибольшее влияние скорость деформирования оказывает на предел текучести, в меньшей степени – на предел прочности. Влияние скорости деформирования на механические свойства сталей зависят также от химического состава, содержания углерода, способа их изготовления и обработки и т. п. Малоуглеродистая сталь с выраженным “зубом текучести” при динамическом воздействии работает упруго до верхнего динамического предела текучести. После чего напряжения резко уменьшаются и стабилизируются на уровне, названном нижним динамическим пределом текучести.

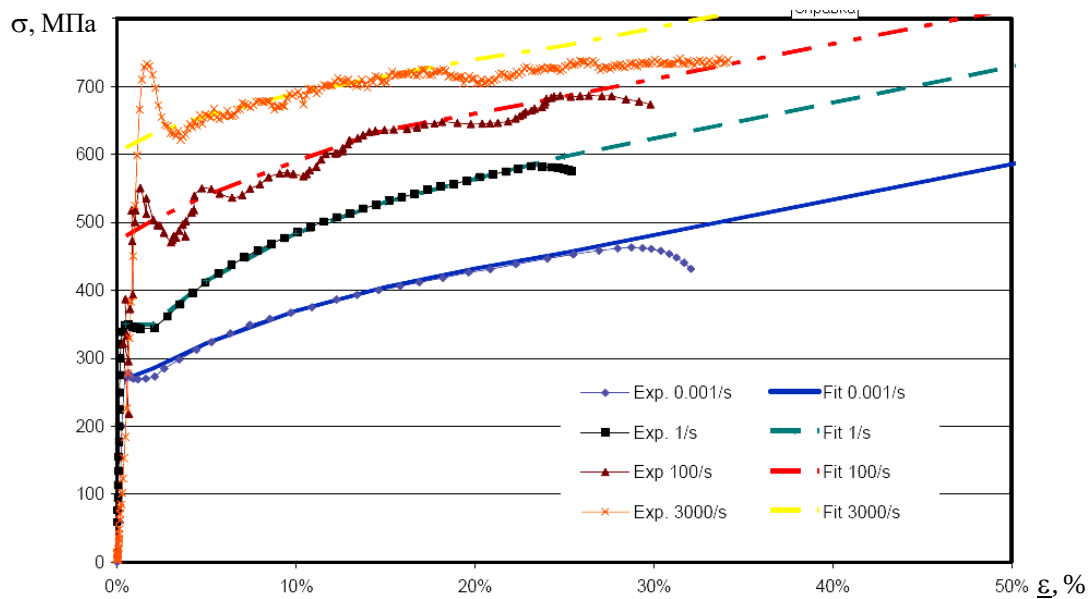


Рисунок 2.2 – Диаграммы растяжения малоуглеродистой высокопластичной стали для разных скоростей деформации

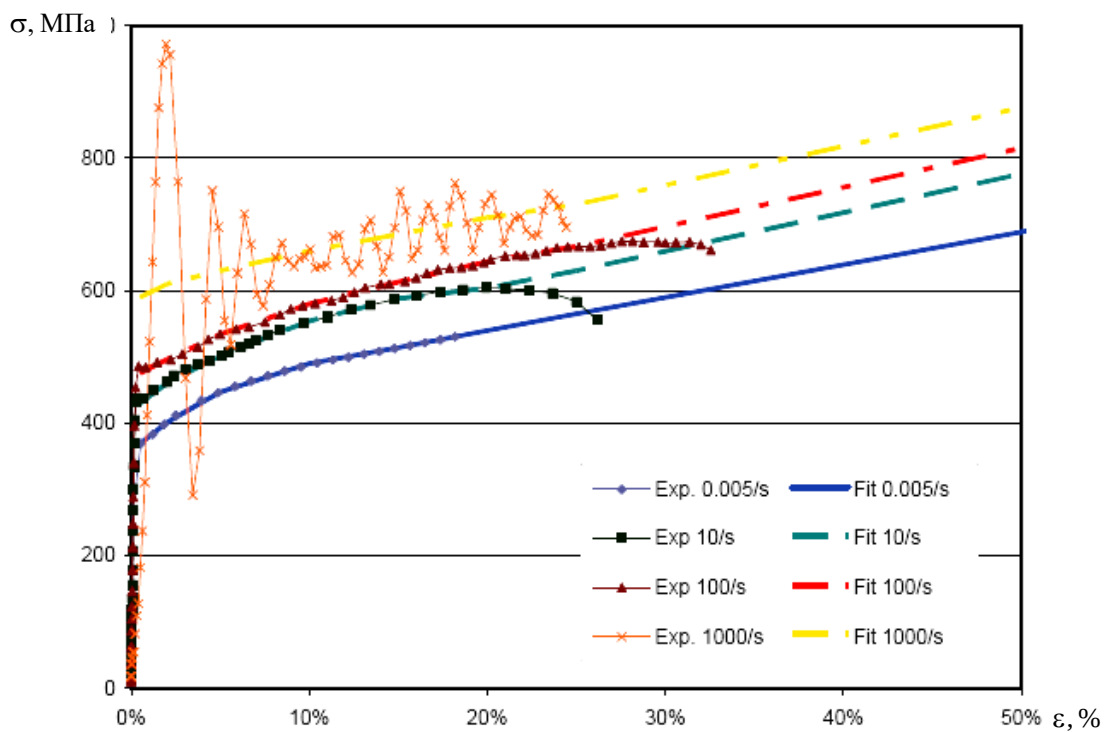


Рисунок 2.3 – Диаграммы растяжения высокопрочной низколегированной стали для разных скоростей деформации

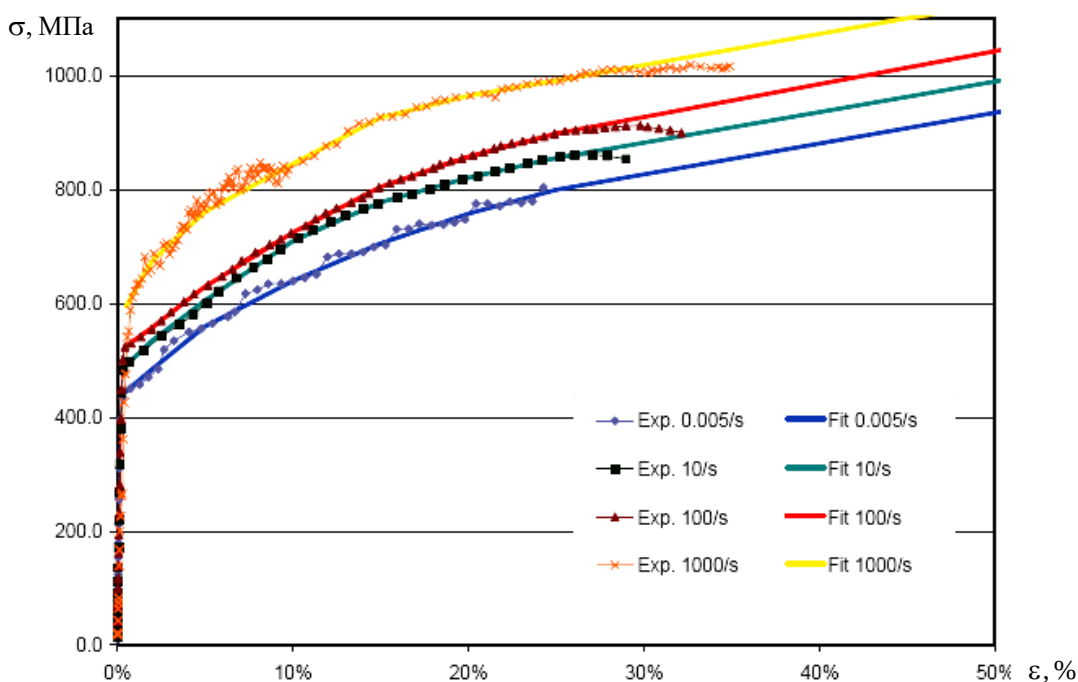


Рисунок 2.4 – Диаграммы растяжения специальной пластичной высокопрочной стали для разных скоростей деформации

Сравнение результатов статических и динамических испытаний малоуглеродистых сталей на растяжение (рис. 2.2) при нормальной температуре показывает, что кривая динамического растяжения лежит выше кривой статического растяжения; максимум диаграммы для динамической нагрузки смещается в сторону начала диаграммы; предел прочности при динамической нагрузке повышается, но меньше, чем предел текучести. В меньшей степени скорость деформирования влияет на прочностные свойства сталей, упрочненных вытяжкой, и высокопрочных сталей (рис. 2.3 – 2.4). Наблюдаемое в опытах повышение предела текучести стали, при больших скоростях деформирования, связывается со свойством запаздывания пластических деформаций [57]. Это свойство состоит в том, что при больших скоростях деформирования сталь в течение определенного времени сохраняет состояние упругости при нагрузках, которые превышают нагрузки, соответствующие статическому пределу текучести. Следует заметить, что и имеющиеся в литературе многочисленные анали-

тические выражения зависимости между динамическим пределом текучести и скоростью при больших скоростях деформирования, основанные на экспериментальных данных, не являются общими и, как правило, справедливы лишь для конкретных условий, в которых определялись эти величины.

В данной диссертационной работе для вычисления истинного динамического предела текучести s_d используется зависимость Саймондса-Купера [42, 73]

$$s_d = s_T \cdot \left(1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{P}} \right) = k s_T; \quad k = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{P}}, \quad (2.10)$$

где C и P – коэффициенты упрочнения стали, определяемые на основе экспериментальных данных;

$\dot{\epsilon}$ – скорость деформации при динамическом нагружении;

k – динамический коэффициент упрочнения стали.

Коэффициенты C и P для рассматриваемого диапазона скоростей деформации определяются на основе экспериментально определенных истинной диаграммы статического растяжения выбранного материала, а также двух истинных диаграмм динамического растяжения [74], полученных для граничных значений скоростей деформации ($\dot{\epsilon}_1$ и $\dot{\epsilon}_2$) по формулам

$$P = \frac{\ln(\dot{\epsilon}_1) - \ln(\dot{\epsilon}_2)}{\ln a_1 - \ln a_2}; \quad \ln C = \ln(\dot{\epsilon}_1) - P \cdot \ln a_1; \quad (2.11)$$

$$a_1 = \frac{s_{d1}}{s_T} - 1; \quad a_2 = \frac{s_{d2}}{s_T} - 1, \quad (2.12)$$

где s_{d1} и s_{d2} – истинные динамические пределы текучести, полученные при соответствующих скоростях деформации $\dot{\epsilon}_1$ и $\dot{\epsilon}_2$.

Таким образом, моделирование физической нелинейности [87] требует задания следующих параметров: ρ – плотность материала; E_e – модуль Юнга; $s_T \approx \sigma_T$ – ис-

тинный предел текучести при $\dot{\epsilon} = 0$; μ – коэффициент Пуассона; E_T – тангенциальный модуль на участке пластического деформирования; C и P – коэффициенты упрочнения стали; ϵ_p – предельная пластическая деформация.

Моделирование процесса разрушения элементов конструкции осуществлялось двумя способами:

- путем исключения из рассмотрения конечных элементов, у которых величина эквивалентной деформации превысила заданное значение предельной пластической деформации ϵ_p ;

- путем разрыва связей между смежными конечными элементами, если среднее значение эквивалентной деформации по окружающим узел конечным элементам превысило заданное значение предельной пластической деформации ϵ_p .

Согласно тестовым сценариям столкновения на колее 1520 мм рассматривается удар телом (бойком), характеризующим препятствие, в неподвижную конструкцию кабины машиниста локомотива с СПБ. При разработке конечно-элементной модели для анализа нелинейного деформирования элементов конструкции каркаса кабины машиниста при ударе использованы специальные пластинчатые элементы с тремя или 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 мембранные и изгибные пластические деформации. Боек представлен объемными конечными элементами с четырьмя узлами, имеющими по три линейных перемещения, скорости и ускорения. Схемы контактного взаимодействия между соприкасающимися поверхностями бойка и исследуемой конструкции, а также между элементами самой исследуемой конструкции приняты в форме “поверхность в поверхность”.

В общем виде НДС элементов конструкции при ударе описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений

$$M\ddot{U} + D(\sigma, U) = Q, \quad (2.13)$$

где M – согласованная матрица масс;

D – функция, зависящая от тензора напряжений σ и вектора перемещений U ;

Q – вектор обобщенных сил в узлах, обусловленный поверхностными контактными силами, которые характеризуют действие одного тела на другое, т.е. это дискретный эквивалент контактных сил.

Нелинейность решаемой задачи обусловлена:

- нелинейностью соотношений между деформациями и перемещениями;
- нелинейностью соотношений между напряжениями и деформациями, описывающих упругопластическое деформирование изотропного материала с учетом кинематического упрочнения при ударных нагрузках;
- нелинейностью соотношений, описывающих условия контактного взаимодействия элементов механической системы, с учетом изменения области контакта в процессе движения.

Решение рассматриваемой задачи сводится к численному интегрированию системы дифференциальных уравнений движения (2.13) при заданных начальных и граничных условиях. При решении задачи рассматриваются линеаризованные формы этих уравнений относительно малых приращений, наложенных на текущее равновесное состояние.

Уравнения движения в приращениях для случая больших деформаций и упругопластических свойств материала имеют вид

$$M\Delta\ddot{U} + K_c(\sigma, U)\Delta U = \Delta Q, \quad (2.14)$$

где $K_c(\sigma, U)$ – матрица жесткости с учетом геометрической и физической нелинейностей;

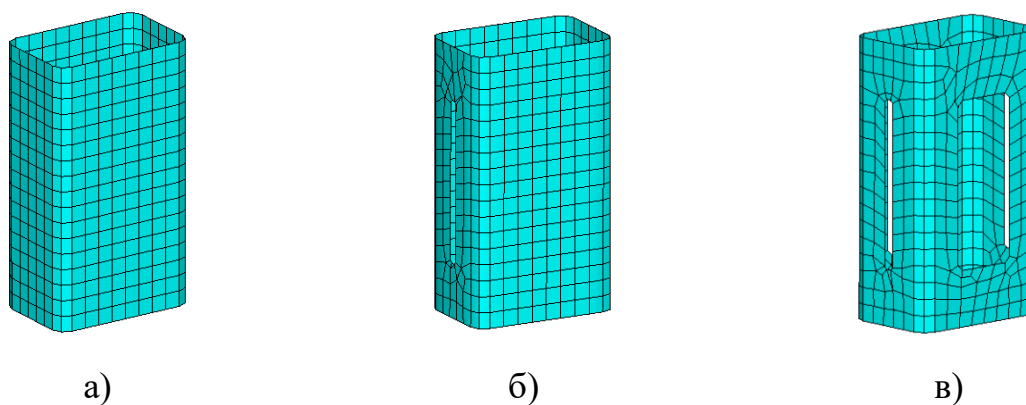
ΔU и ΔQ – вектора приращения перемещений и нагрузок (с учетом контактного взаимодействия).

Полученная в результате конечно-элементной дискретизации система дифференциальных уравнений движения большой размерности решается с помощью метода последовательных нагружений [34], основанного на сочетании численного интегрирования с итерационной корректировкой результатов после каждого шага по времени. Это один из наиболее эффективных методов решения больших систем нелинейных уравнений. Суть метода состоит в следующем. Поскольку до приложения нагрузок моделируемая конструкция находится в ненапряженном состоянии, в качестве начальной точки, соответствующей ее недеформированному состоянию, выбран нулевой вектор узловых перемещений. Положив нелинейные слагаемые в (2.14) равными нулю, из решения полученной системы обыкновенных дифференциальных уравнений определяются приращения перемещений ΔU за время Δt , истинные перемещения $U + \Delta U$ и соответствующие им напряжения σ . На основе найденных значений напряжений вычисляется новая матрица $K_c(\sigma, U)$ и решается система обыкновенных дифференциальных уравнений. Итерационный процесс повторяется до тех пор, пока отличие перемещений на соседних итерациях не станет меньше заранее заданной малой величины. Затем рассматривается следующий шаг по времени. Для снижения невязок в уравнениях равновесия узлов до допустимых величин используется итерационная процедура метода Ньютона-Рафсона [6, 13, 43]. Сходимость метода последовательных нагружений при решении нелинейных задач динамики медленная, однако этот метод позволяет определить развитие пластических деформаций в элементах конструкции и получить полный набор решений на каждом шаге по времени. В результате решения рассматриваемой задачи определяется НДС элементов конечно-элементной системы при заданной начальной скорости соударения. На основе полученных значений перемещения центра масс бойка и соответствующих значений контактной силы (интеграла по области контакта от распределенных контактных напряжений) между бойком и исследуемой конструкцией в текущие моменты времени строится диаграмма деформирования (зависимость контактной силы от перемещения центра масс бойка).

2.2 Проверка достоверности результатов, полученных с использованием разработанного научно-методического обеспечения при исследовании пластического деформирования жертвенных элементов

Ферменная конструкция жертвенной зоны каркаса кабины машиниста в качестве деформируемых элементов может включать перфорированные трубчатые элементы. Для апробации разработанного научно-методического обеспечения и подтверждения достоверности получаемых с его помощью результатов проведены теоретические и экспериментальные исследования пластического деформирования жертвенных элементов в виде перфорированных труб прямоугольного поперечного сечения при статических сжимающих нагрузках и при продольных ударах с малой скоростью (0,01 м/с), характеризующей статическое сжатие. Рассмотрен ряд образцов коротких труб с симметричной и несимметричной однократной и двукратной перфорацией стенок толщиной 4 мм. Образцы изготовлены из малоуглеродистой стали. Характеристики материала определены следующими значениями параметров: $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $E_e = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $s_T \approx \sigma_T = 270 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$; $E_T = 633 \text{ МПа}$; $C = 201$ и $P = 4,36$; $\varepsilon_p = 0,62$.

Конечно-элементные схемы некоторых образцов показаны на рис. 2.5.



- а) – труба без перфорации (образец № 1);
- б) – труба, перфорированная по меньшей стороне (образец № 2);
- в) – труба, перфорированная со всех сторон (образец № 3)

Рисунок 2.5 – Конечно-элементные схемы жертвенных элементов

Экспериментальные исследования опытных образцов проведены в соответствии с разработанной программой и методикой исследовательских испытаний (см. Приложение А). Испытания на сжатие рассматриваемых образцов проведено на 125-тонном механическом прессе в лаборатории статических испытаний отдела прочности, динамики и технологии изготовления конструкций ИТМ НАНУ и ГКАУ. В результате выполненных экспериментальных исследований проведен анализ особенностей упругопластического деформирования и разрушения образцов при сжатии, дана оценка уровня поглощаемой при этом энергии, определены уровни нагрузок, при которых начинается пластическое деформирование (F_p) и потеря устойчивости (F_y) образцов, построены их экспериментальные диаграммы деформирования. Результаты испытаний образцов на сжатие приведены ниже.

Образец № 1 представляет собой стальную цельную трубу длиной 100 мм с прямоугольным поперечным сечением 60×40 мм. На рис. 2.6 приведены характерные формы образца в зависимости от изменения его длины Δl , на рис. 2.7 – экспериментальная диаграмма его деформирования при сжатии. Установлено, что пластическое деформирование образца № 1 начинается при нагрузке $F_p = 370$ кН, а при силе $F_y = 415$ кН при сжатии его на $\Delta l = 27$ мм происходит локальная потеря устойчивости его нижней половины с образованием одной волны. В результате этого нагрузка падает практически по линейному закону до 140 кН, а затем вновь растет до уровня 400 кН при сжатии образца примерно на 51 % от исходной длины ($\Delta l = 51$ мм). Далее происходит потеря устойчивости верхней половины образца также с образованием одной волны. При этом нагрузка падает до 255 кН при сжатии на 66 мм. На этом этапе наблюдаются разрывы в материале образца по угловым соединениям его граней. Дальнейшее сжатие образца приводит к резкому возрастанию нагрузки и полному его сплющиванию. Эксперимент остановлен при сжатии образца на 76 %. Нагрузка при этом достигла значения $F_c = 430$ кН. Уровень энергопоглощения при сжатии данного образца составил 21 кДж.

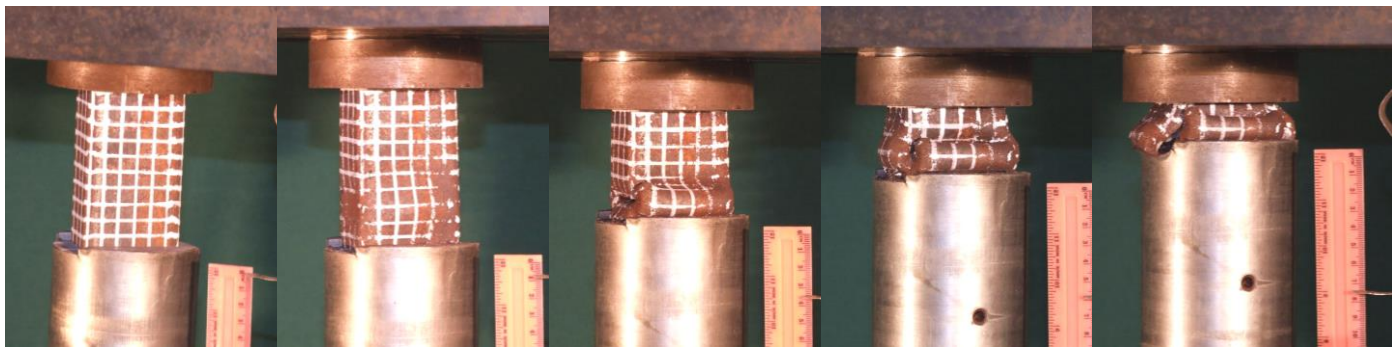
 $\Delta l = 0$ $\Delta l = 27 \text{ мм}$ $\Delta l = 35 \text{ мм}$ $\Delta l = 57 \text{ мм}$ $\Delta l = 76 \text{ мм}$

Рисунок 2.6 – Результаты испытаний образца № 1 на сжатие

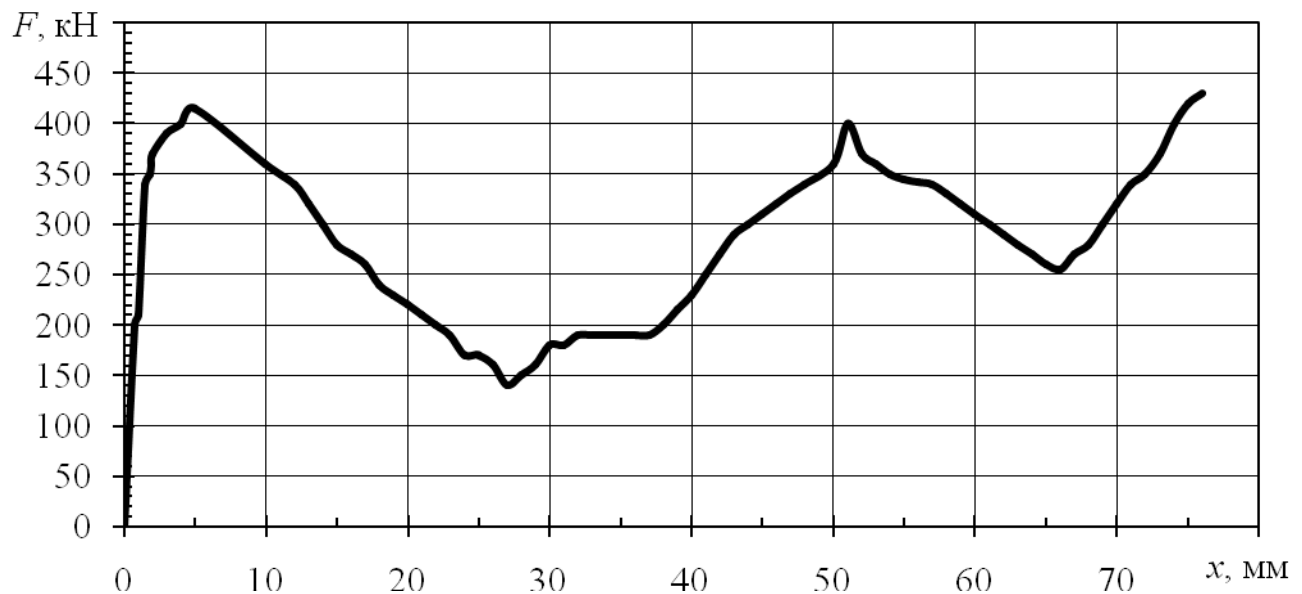


Рисунок 2.7 – Экспериментальная диаграмма деформирования образца № 1

Образец № 2 имел центральные сквозные отверстия с размерами $4 \times 60 \text{ мм}$ на меньших гранях. Его геометрические параметры соответствовали параметрам образца 1. На рис. 2.8 приведены характерные деформированные формы образца при испытании на сжатие, а на рис. 2.9 – полученная экспериментальным путем диаграмма деформирования. Пластические деформации появляются в данном образце при сжимающей нагрузке $F_p = 290 \text{ кН}$.

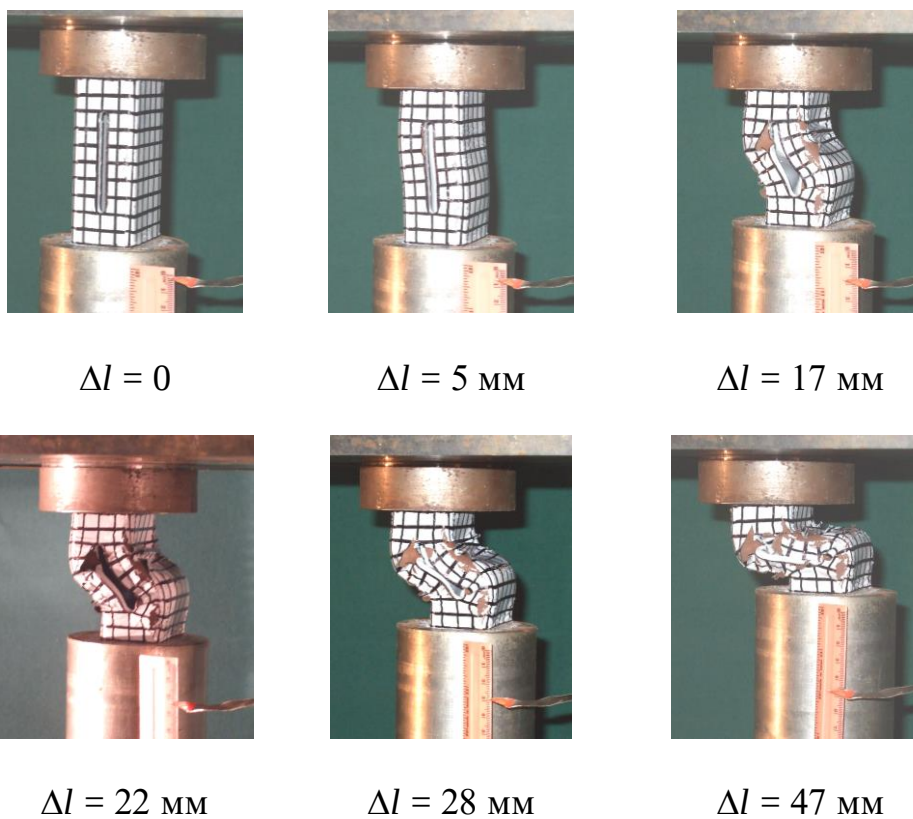


Рисунок 2.8 – Результаты испытаний образца № 2 на сжатие

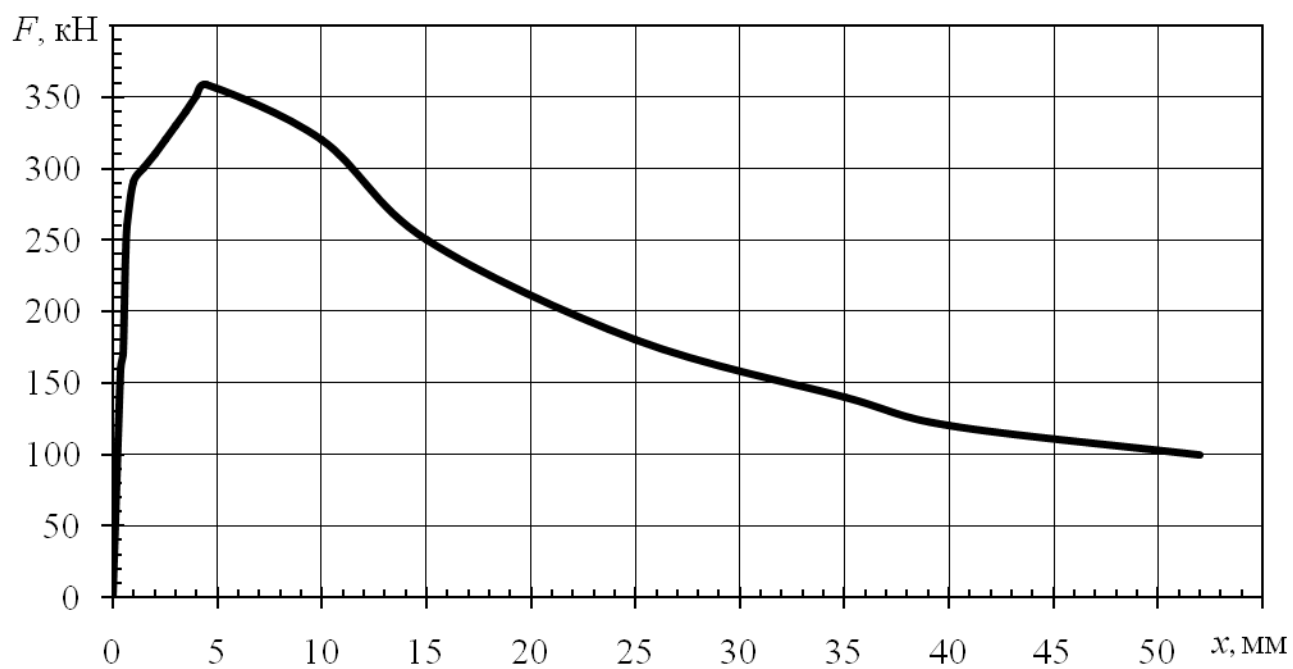


Рисунок 2.9 – Экспериментальная диаграмма деформирования образца № 2

При значении сжимающей силы $F_y = 358$ кН происходит общая потеря его устойчивости в результате потери устойчивости его больших граней, которые не имеют отверстий. Дальнейшее сжатие образца сопровождается сдвигом его поперечных торцевых сечений в плоскости параллельной меньшим граням, имеющим сквозные отверстия. После потери устойчивости нагрузка падает и при продольном перемещении 52 мм достигает значения $F_c = 100$ кН (рис. 2.9). Эксперимент продолжался до полного разрушения образца, уровень энергопоглощения при этом составил порядка 10 кДж.

Образец № 3 имел, кроме центральных сквозных отверстий с размерами 4×60 мм на меньших гранях, дополнительные отверстия с размерами 24×60 мм на больших гранях. Задание таких параметров отверстий позволяло сделать все сечения боковых ребер образца одинаковыми. Его геометрические параметры соответствовали параметрам образца 1. На рис. 2.10 приведены результаты испытаний образца 3 на сжатие, а построенная на основе экспериментальных данных диаграмма его деформирования приведена на рис. 2.11. Установлено, что остаточные деформации в образце 3 появляются при нагрузке $F_p = 190$ кН. При значении силы $F_y = 210$ кН и продольного перемещения 4 мм происходит общая потеря устойчивости образца 3, вызванная практически одновременной потерей устойчивости всех боковых ребер образца. После потери устойчивости нагрузка падает и при $\Delta l = 59$ мм достигает значения $F_c = 30$ кН. Эксперимент продолжался до полного разрушения образца в результате разрывов на его меньших гранях. Установлено, что уровень энергопоглощения при сжатии образца № 3 составил величину порядка 4,4 кДж.

Выполненные экспериментальные исследования перфорированных трубчатых образцов на статическое сжатие показали, что после потери несущей способности образцов сжимающая нагрузка снижается в три-четыре раза в результате появления зон пластической деформации на ребрах в местах, ослабленных перфорацией.

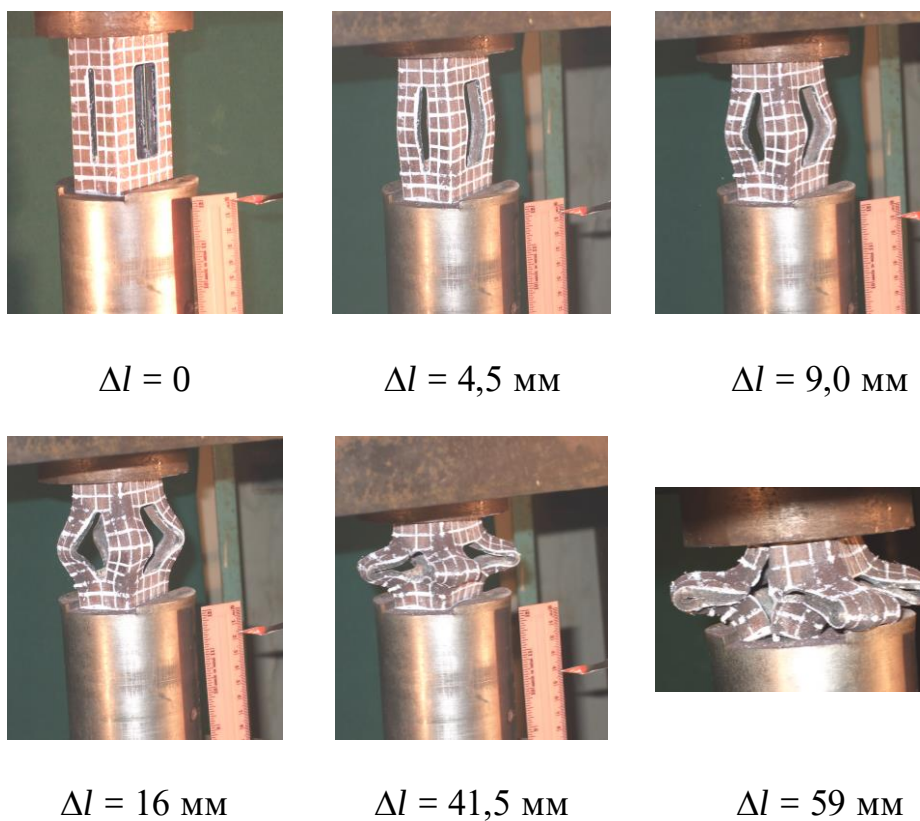


Рисунок 2.10 – Результаты испытаний образца № 3 на сжатие

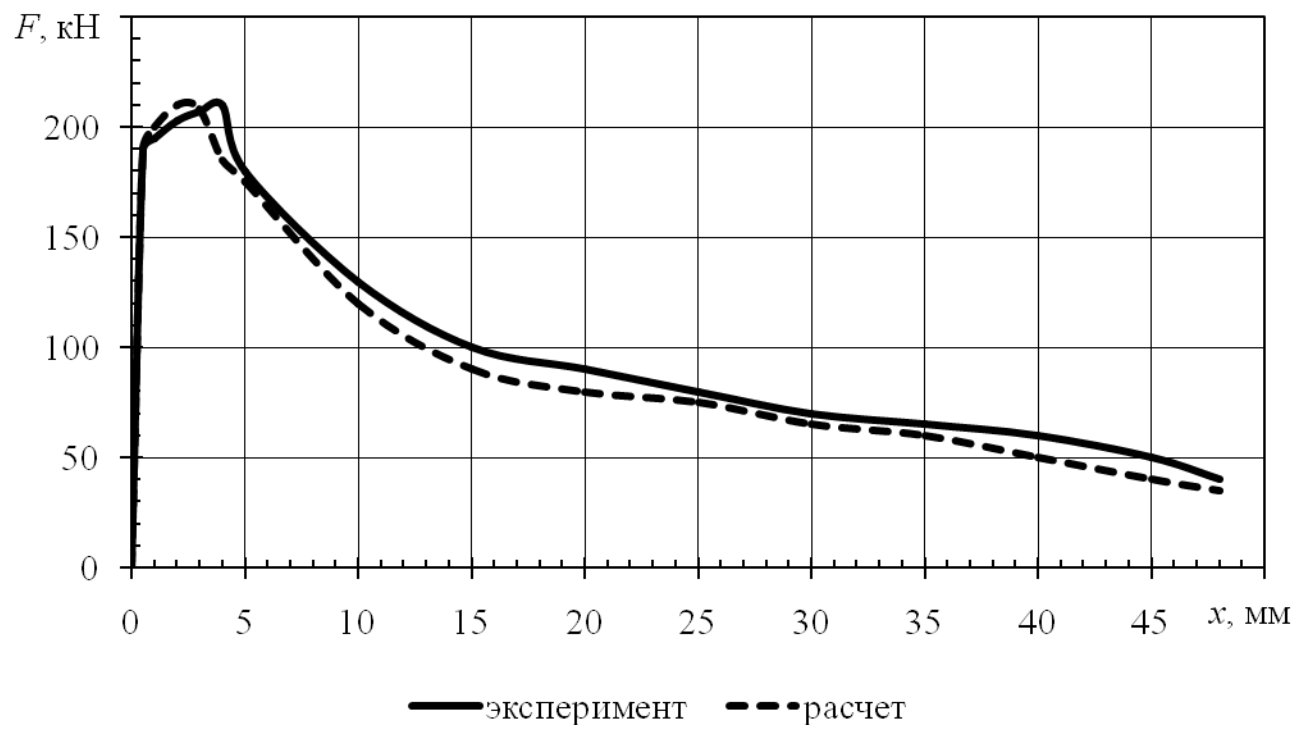


Рисунок 2.11 – Экспериментальная и расчетная диаграммы для образца № 3

Выполнено сравнение результатов расчетов НДС рассмотренных образцов при сжимающих нагрузках с малой скоростью и экспериментальных данных. В качестве примера на рис. 2.12 приведены результаты эксперимента и расчета для образца 3, подтверждающие совпадение форм его деформации.

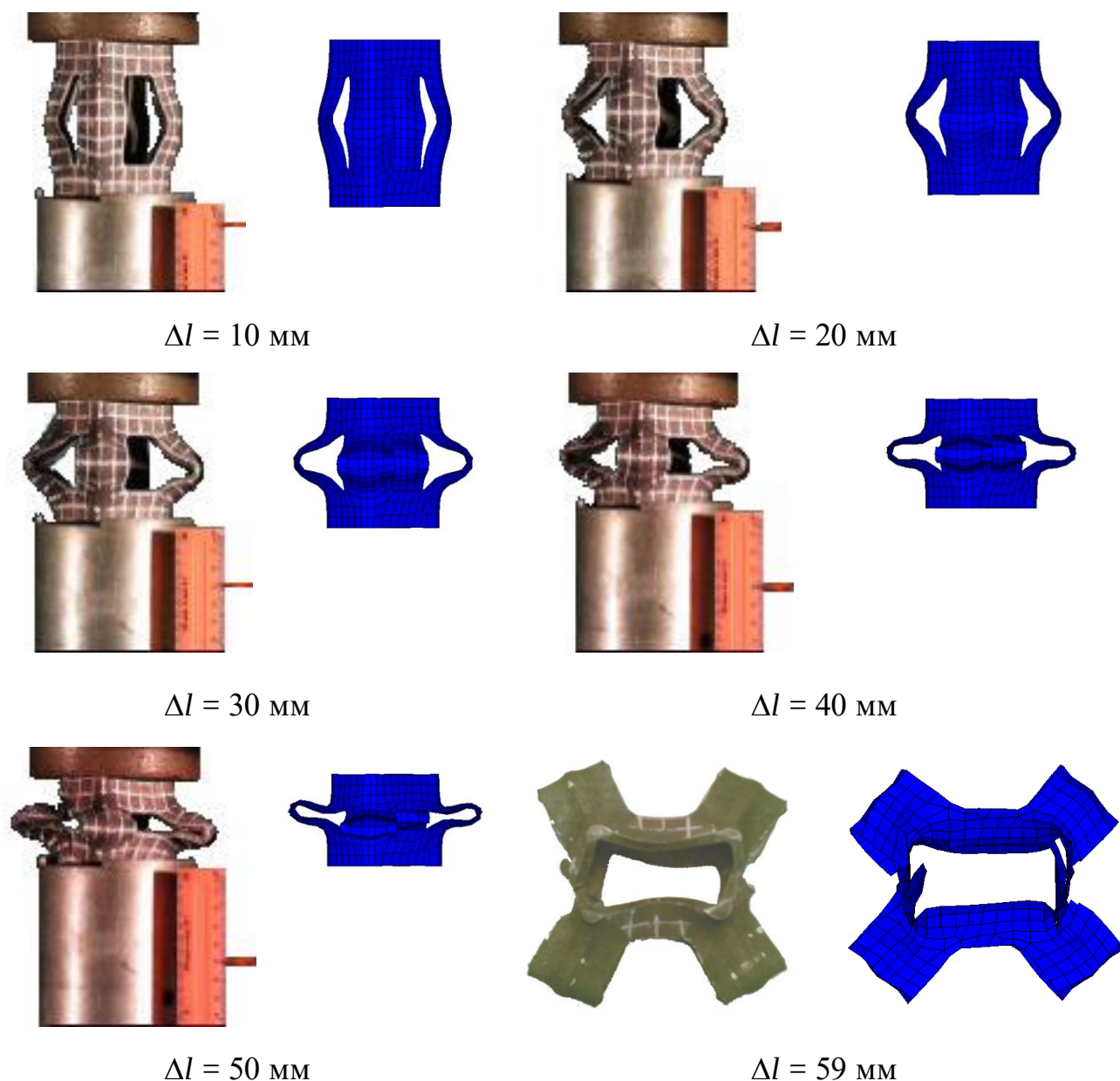


Рисунок 2.12 – Сравнение экспериментальных данных и результатов расчета процесса деформирования перфорированной трубы при сжатии образца 3

Экспериментальные исследования подтвердили адекватность разработанных конечно-элементных моделей и достоверность результатов численного моделирования, полученных с помощью разработанного научно-методического обеспечения.

Отмеченные в результате экспериментов особенности деформирования трубчатых образцов с различным видом перфорации целесообразно использовать при организации жертвенных зон в конструкции железнодорожного экипажа скоростного пассажирского поезда. В случае аварийного столкновения поезда с препятствием эти перфорированные трубчатые элементы позволяют организовать контролируемый характер разрушения жертвенных зон и заданную схему перераспределения сил на несущие элементы конструкции с целью пассивной защиты пассажиров и поездной бригады от сверхнормативных ударных воздействий.

2.3 Выводы

В данной диссертации получило дальнейшее развитие научно-методическое обеспечение для анализа НДС элементов конструкции железнодорожного экипажа, в частности локомотива, при нормативных нагрузках, основанное на синтезе автоматизированного геометрического конструирования и МКЭ моделирования. Научно-методическое обеспечение распространено на класс задач по исследованию нелинейного деформирования элементов каркаса кабины локомотива с СПБ при ударах, характеризующих тестовые сценарии столкновений на дорогах колеи 1520 мм.

Научно-методическое обеспечение для математического моделирования НДС элементов каркаса кабины локомотива с СПБ при сверхнормативных ударах доработано с учетом следующих особенностей:

- физическая нелинейность материала конструкции в зоне пластичности;
- геометрическая нелинейность, характеризующая большие перемещения элементов конструкции, изменение ее размеров при пластическом деформировании;
- зависимость предела текучести материала от скорости деформации;

- переменное контактное взаимодействие между элементами рассматриваемой механической системы соударяющихся тел;
- возможность разрушения жертвенных элементов СПБ.

Для апробации разработанного научно-методического обеспечения и подтверждения достоверности получаемых с его помощью результатов проведены теоретические и экспериментальные исследования пластического деформирования и энергопоглощающих свойств жертвенных элементов в виде перфорированных труб прямоугольного поперечного сечения при статических сжимающих нагрузках и при продольных ударах с малой скоростью, характеризующей статическое сжатие. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность разработанных конечно-элементных моделей и достоверность результатов численного моделирования, полученных с помощью разработанного научно-методического обеспечения.

Основные научные результаты раздела опубликованы в работах [2 – 5, 9, 15].

РАЗДЕЛ 3

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ ПО ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛОКОМОТИВА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ С ШИРИНОЙ КОЛЕИ 1520 ММ

Приведены результаты математического моделирования НДС элементов конструкции силового пояса каркаса кабины машиниста локомотива без СПБ при ударах различной интенсивности. Разработаны требования по пассивной безопасности локомотива нового поколения при тестовых сценариях аварийных столкновений на колее 1520 мм. Разработана конструктивно-компоновочная схема силового каркаса кабины машиниста локомотива с элементами СПБ. Построены концептуальные диаграммы деформирования элементов СПБ при ударе. Определены требования к УПЭ, разработана и запатентована его конструкция. Выполнен краш тест экспериментального образца УПЭ.

3.1 Оценка НДС элементов конструкции силового пояса каркаса кабины без СПБ при аварийном столкновении с препятствием

Как было отмечено в подразделе 1.1, на пространстве железных дорог с шириной колеи 1520 мм большинство аварийных столкновений поездов с препятствиями происходит на железнодорожных переездах. Рассмотрен наиболее типичный сценарий столкновения локомотива без СПБ (на примере электровоза ЭП1М) с крупногабаритным препятствием типа грузовой автомобиль (например, панелевоз).

В общем случае при столкновении двух тел (тело 1 – препятствие массой m_1 , тело 2 – локомотив массой m_2) их скорости до столкновения равны соответственно v_1 и v_2 , а после столкновения v_{1k} и v_{2k} . Столкновение локомотива с препятствием 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. $v_{1k} = v_{2k} = v$. Схема столкновения тел приведена на рис. 3.1.

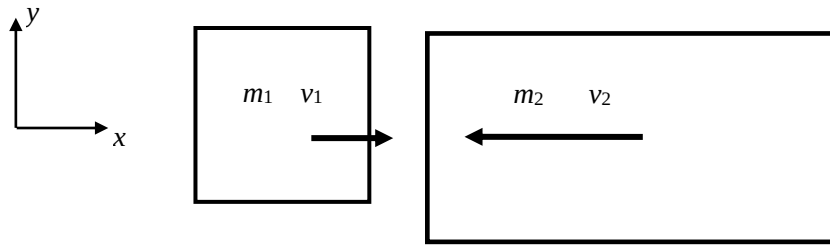


Рисунок 3.1 – Схема столкновения двух тел

Из закона сохранения импульса следует

$$m_1 v_1 - m_2 v_2 = m_1 v + m_2 v = (m_1 + m_2) v, \quad (3.1)$$

откуда определяется общая скорость обоих тел после столкновения

$$v = \frac{m_1 v_1 - m_2 v_2}{m_1 + m_2}. \quad (3.2)$$

Кинетическая энергия тел после столкновения

$$\tilde{E} = \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2}. \quad (3.3)$$

Закон сохранения энергии в случае неупругого соударения имеет вид

$$E_0 = \tilde{E} + E, \quad (3.4)$$

где E_0 – суммарная кинетическая энергия до столкновения двух тел;

E – энергия, затраченная на деформацию соударяющихся тел.

Тогда из (3.4) с учетом (3.3) следует

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} = \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2} + E. \quad (3.5)$$

Энергия E определяется из (3.5)

$$E = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{(m_1 + m_2) v^2}{2} = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{(m_1 + m_2) \left(\frac{m_1 v_1 - m_2 v_2}{m_1 + m_2} \right)^2}{2}, \quad (3.6)$$

$$E = \frac{m_1 m_2 (v_1 + v_2)^2}{2(m_1 + m_2)} = \frac{MV^2}{2}, \quad (3.7)$$

где $M = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}$ – приведенная масса;

$V = v_1 + v_2$ – относительная скорость соударения.

Энергия E , поглощаемая за счет деформирования элементов тела 2, зависит от масс соударяющихся тел и относительной скорости соударения, поэтому, если одно из тел является неподвижным, то при определении E не имеет значения какое это из тел. Иначе говоря, с точки зрения энергии E можно вместо наезда локомотива на неподвижное недеформируемое тело рассматривать удар этим телом в подоконную часть каркаса кабины локомотива, закрепленного в продольном направлении. Исходя из этого, проведен анализ деформирования силового пояса каркаса существующей кабины машиниста (далее каркаса) локомотива без СПБ при продольном ударном воздействии недеформируемым телом (бойком) в ее лобовую подоконную часть, которое характеризует аварийное столкновение локомотива с препятствием на переезде. Дана оценка возникающего между соударяющимися телами контактного усилия и энергии, поглощаемой в результате деформации элементов рассматриваемой конструкции при продольных ударах различной интенсивности.

Исследования проведены на основе исходных данных о существующей конструкции кабины машиниста шестиосного электровоза ЭПМ. В техническом задании на разработку кабины электровоза ЭПМ прописано требование того, 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.

Анализ НДС элементов конструкции силового пояса каркаса при ударах проведен с использованием научно-методического обеспечения, описанного в разделе 2. Схема взаимодействия силового пояса каркаса с бойком при ударе приведена на рис. 3.2.

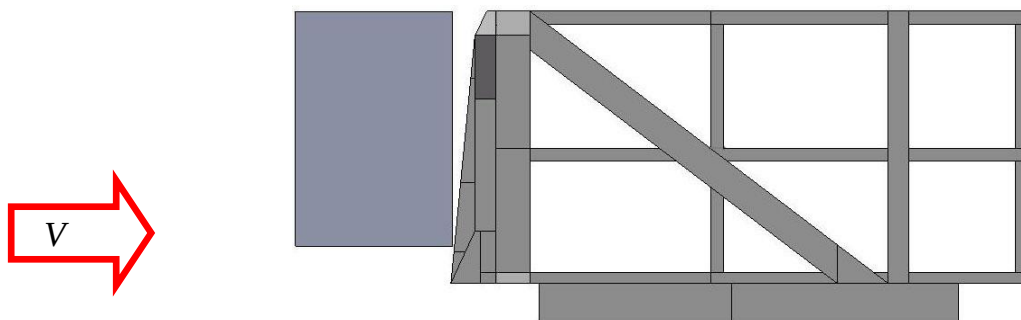


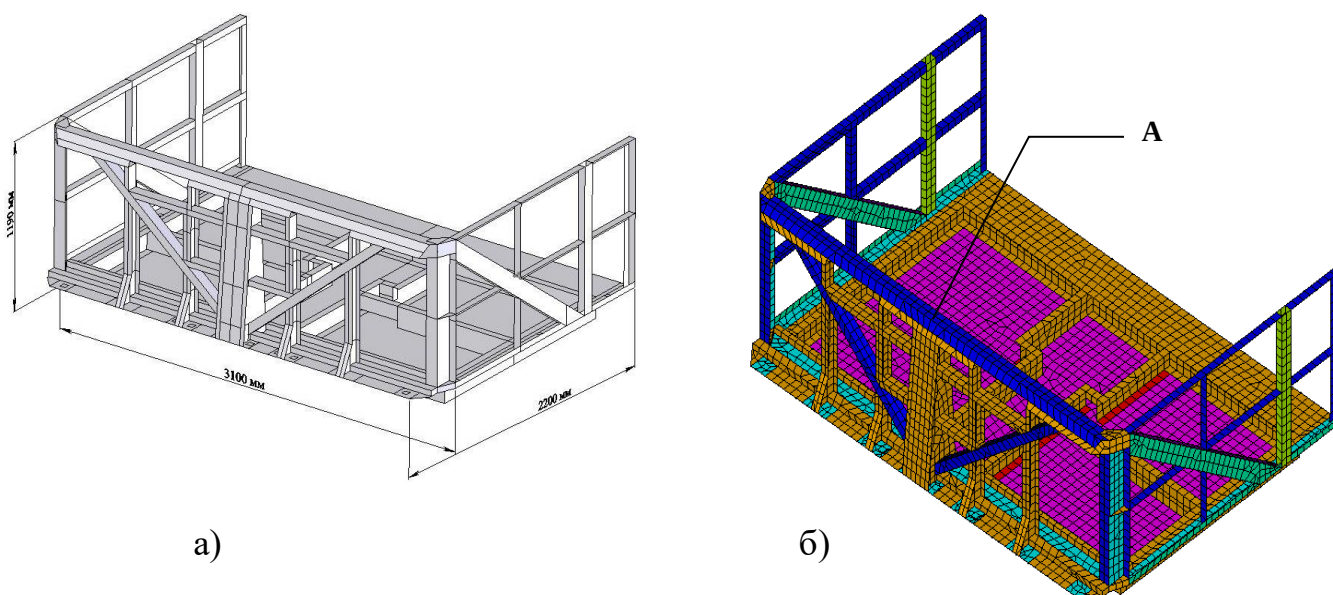
Рисунок 3.2 – Схема взаимодействия силового пояса каркаса кабины с бойком при ударе

В качестве бойка рассматривалась недеформируемая плоская вертикальная стенка. Полагалось, что нижняя плоскость бойка расположена на 150 мм выше уровня пола кабины.

Построенная в поверхностях с учетом необходимой степени детализации геометрическая модель силового пояса каркаса и разработанная на ее основе конечно-элементная схема рассматриваемой конструкции показаны на рис. 3.3, граничные условия – на рис. 3.4.

Конечно-элементная модель содержит 8318 элементов, 7269 узлов. Размер стороны конечного элемента – 30 мм.

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



- а) – геометрическая модель;
 б) – конечно-элементная схема

Рисунок 3.3 – Геометрическая модель и конечно-элементная схема силового пояса каркаса кабины машиниста электровоза ЭП1М без СПБ

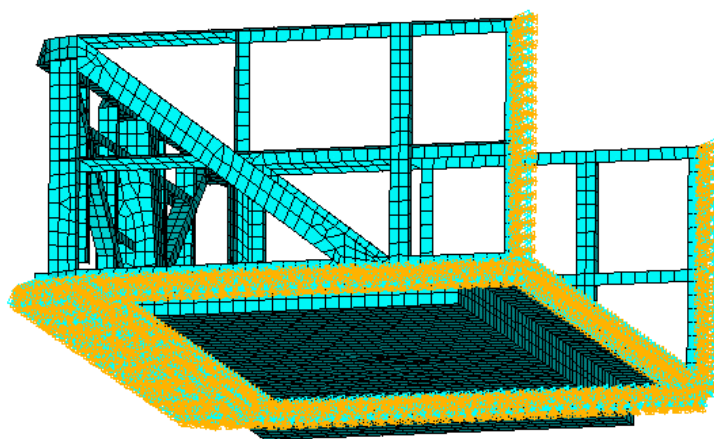


Рисунок 3.4 – Граничные условия для расчета силового пояса каркаса кабины машиниста электровоза ЭП1М без СПБ при ударе

Рассмотрены два варианта удара:

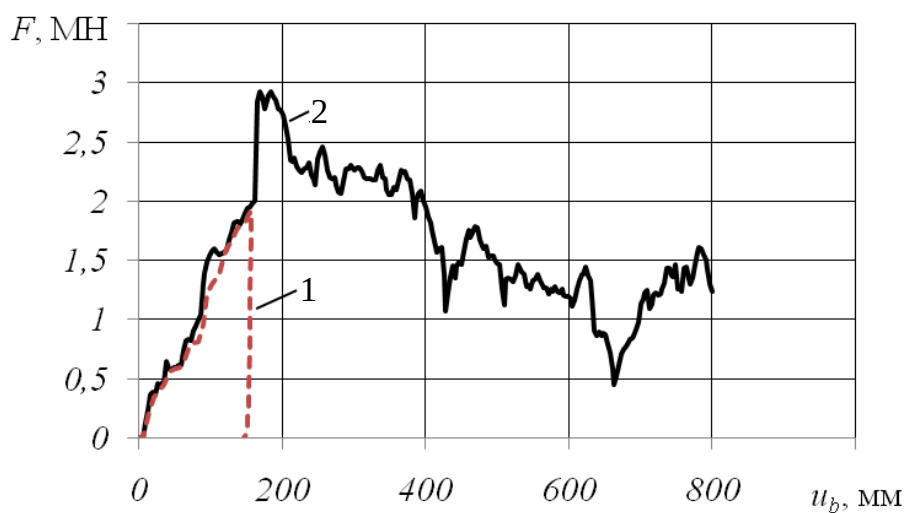
- вариант 1 – удар телом массой 10 т со скоростью 20 км/ч, кинетическая энергия тела в момент удара составляет 0,15 МДж;
- вариант 2 – удар телом массой 100 т со скоростью 36 км/ч, кинетическая энергия тела в момент удара составляет 5 МДж.

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

Полученные в результате расчетов зависимости контактных усилий между бойком и элементами силового пояса каркаса, а также энергии, поглощаемой при деформировании элементов силового пояса каркаса, от продольного перемещения u_b центра масс бойка для двух вариантов нагружения показаны соответственно на рис. 3.5 и 3.6. НДС элементов силового пояса каркаса кабины машиниста при разных значениях продольного перемещения u_b центра масс бойка для варианта 1 ударного нагружения показано на рис. 3.7.

Установлено, что вся энергия удара ($\approx 0,15$ МДж) поглощается за счет пластического деформирования элементов конструкции, после чего происходит ее разгрузка (исчезают упругие деформации). Наибольшие продольные перемещения и максимальные остаточные деформации лобовой стенки при ударе возникают в центре подоконного бруса (узел А показан на рис. 3.3, б). Максимальное значение продольного перемещения узла А составляет 158 мм, а значение остаточной продольной деформации в этом узле равно 133 мм.

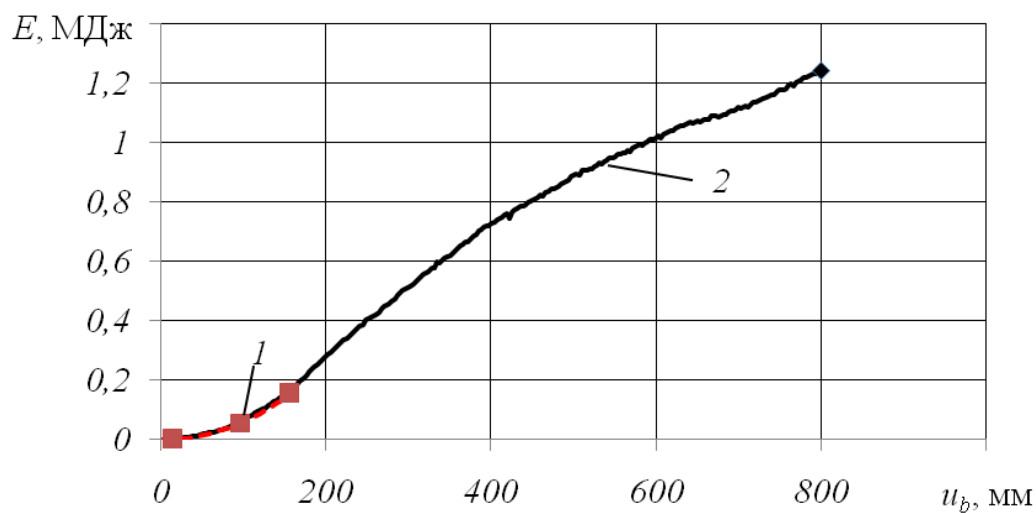
Таким образом, подтверждено выполнение требования технического задания на разработку кабины: величина максимальной продольной остаточной деформации лобовой подоконной части каркаса при ударе в нее телом массой 10 т со скоростью 20 км/ч не превышает 250 мм, и необходимое жизненное пространство для машиниста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



линия 1 – вариант 1;

линия 2 – вариант 2

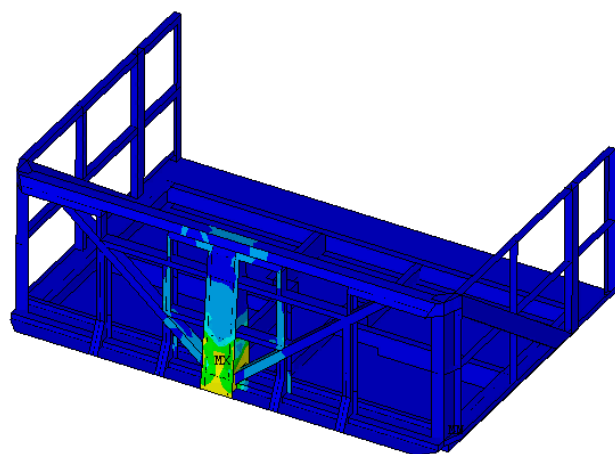
Рисунок 3.5 – Зависимости контактных усилий между бойком и элементами силового пояса каркаса от продольного перемещения u_b центра масс бойка для рассматриваемых вариантов нагружения



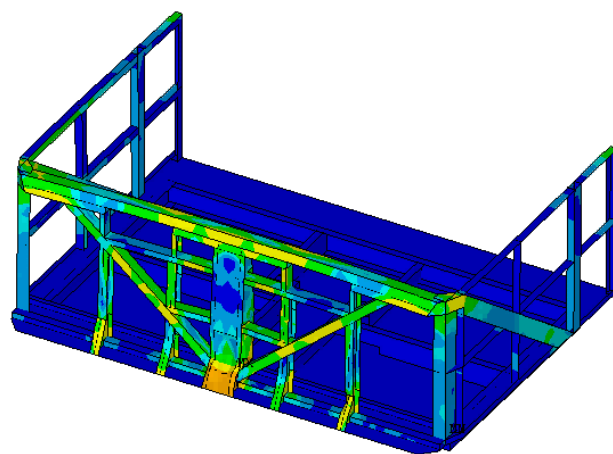
линия 1 – вариант 1;

линия 2 – вариант 2

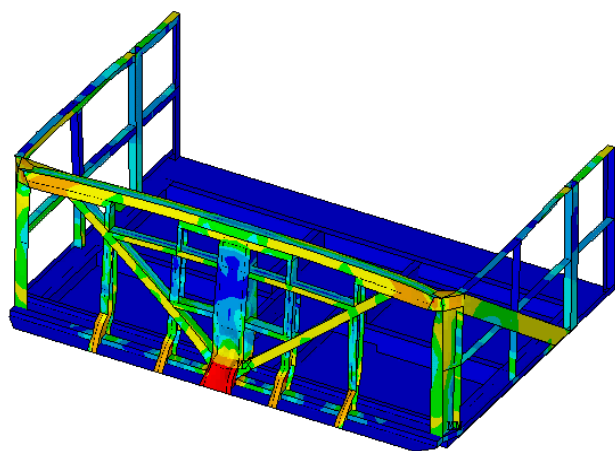
Рисунок 3.6 – Зависимости энергии, поглощаемой при деформировании элементов силового пояса каркаса, от продольного перемещения u_b центра масс бойка для рассматриваемых вариантов нагружения



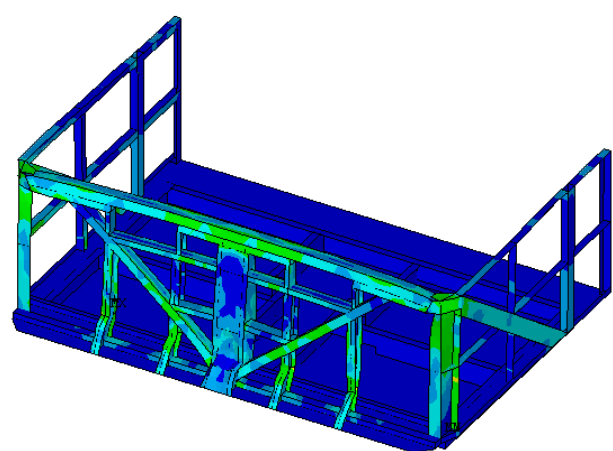
$u_b = 22 \text{ мм};$



$u_b = 97 \text{ мм};$



$u_b = 158 \text{ мм};$



$u_b = 146 \text{ мм (разгрузка)}$

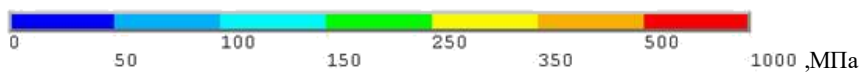


Рисунок 3.7 – НДС элементов силового пояса каркаса кабины машиниста при разных значениях продольного перемещения u_b центра масс бойка для варианта 1 ударного нагружения

Анализ полученных диаграмм деформирования (рис. 3.5) показал, что обе они и количественно, и качественно идентичны на начальном этапе до момента разгрузки конструкции каркаса согласно варианту 1.

НДС элементов силового пояса каркаса кабины машиниста при разных значениях u_b для варианта 2 ударного нагружения показано на рис. 3.8. При ударе согласно варианту 2 на начальном этапе происходит пластическая деформация передних центральных стоек (рис. 3.8), 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 разрушению конструкции силового пояса каркаса при продольном перемещении бойка на 800 мм. Энергия упругопластической деформации при этом составила примерно 1,3 МДж. 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 электровоза без СПБ с прицепом грузовой машины на переезде в Днепропетровске 09.11.2007 г. [18] (рис. 3.9).

Результаты моделирования НДС силового пояса каркаса кабины машиниста свидетельствуют о том, что для обеспечения пассивной защиты локомотива в аварийной ситуации необходимо провести существенные изменения силовой схемы каркаса кабины машиниста.

При проектировании кабины машиниста необходимо предусмотреть в ее конструкции наличие жесткой антипроникающей лобовой стенки, жертвенной зоны, которая при наезде локомотива на препятствие с высоким центром масс будет дефор-

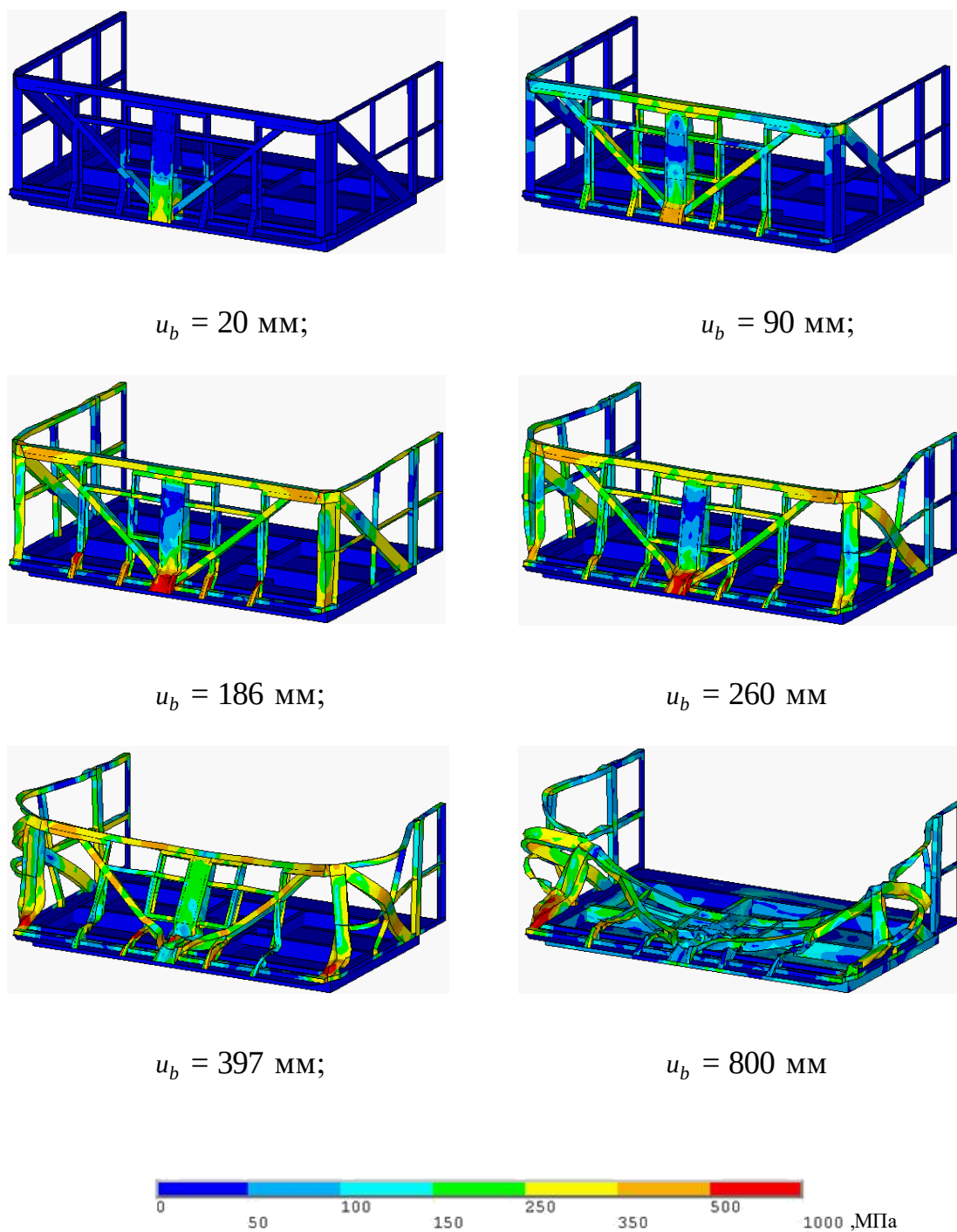


Рисунок 3.8 – НДС элементов силового пояса каркаса кабины машиниста при различных значениях продольного перемещения u_b центра масс бойка для варианта 2 ударного нагружения



Рисунок 3.9 – Электровоз без СПБ после аварийного столкновения с прицепом грузовой машины на переезде в Днепропетровске 09.11.2007 г.

мироваться в первую очередь, а также зоны безопасности, которая обеспечит жизненное пространство для локомотивной бригады и возможность ее эвакуации во время аварии.

3.2 Разработка требований по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива при тестовых сценариях аварийных столкновений на колее 1520 мм

Для организации скоростного пассажирского движения Украине необходим двухсистемный электровоз нового поколения с конструкционной скоростью до 200 км/ч. В 2010 г. Государственная администрация железнодорожного транспорта Укрзалізниця и ОАО “Российские железные дороги” имели намерение организовать скоростное сообщение между Россией и Украиной с использованием электровозов двойного питания серии ЭП20. Модульная кабина машиниста для электровоза ЭП20 с системой пассивной безопасности, разрабатывались, проектировались и изготавливались в Украине ООО “ТКПП “МДС” с участием ИТМ НАНУ и ГКАУ.

Конструкция электровоза нового поколения должна отвечать не только нормативным требованиям по ее прочности, но и требованиям по пассивной безопасности при аварийных столкновениях с препятствием на железнодорожном пути. Следует отметить, что ЭП20 это первый электровоз, разрабатываемый на постсоветском пространстве с учетом требований пассивной безопасности. Разработка ЭП20 началась в 2008 г. В то время требования, регламентирующие пассивную безопасность электровоза скоростного пассажирского поезда, и в Украине, и в России определялись только требованиями технического задания (ТЗ) на его разработку:

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

Габаритные ограничения для локомотива не позволили организовать работу жертвенных элементов в концевых частях рамы локомотива без деформации кабины машиниста. Поэтому при разработке модульной кабины машиниста с СПБ был использован успешный опыт разработки локомотивов семейства TRAXX [23] компанией Bombardier Transportation. СПБ локомотивов семейства TRAXX организована таким образом, что вначале работают только жертвенные элементы, а затем параллельно с ними деформируется жертвенная зона кабины машиниста.

В качестве основного тестового сценария столкновения при разработке требований по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива для железных дорог с шириной колеи 1520 мм положен сценарий его столкновения со скоростью 36 км/ч с препятствием в виде загруженного грузового вагона массой 80 т, который позже будет прописан в требованиях [62]. Он аналогичен соответствующему сценарию европейского стандарта EN 15227 и является наиболее тяжелым согласно статистике аварийных ситуаций на железных дорогах с разной шириной колеи. В процессе разработки кабины, ориентируясь на принятый европейский стандарт EN 15227 и требования [61, 62], рассмотрены следующие тестовые сценарии:

- сценарий 1: столкновение на железнодорожном переезде со скоростью 72 км/ч электровоза с мобильным транспортным средством (МТС), которое представляет собой крупногабаритное недеформируемое препятствие массой 10 т;

- сценарий 2: столкновение электровоза со скоростью 36 км/ч с грузовым вагоном массой 80 т.

Рассмотрены следующие варианты препятствий:

- грузовой вагон в виде недеформируемой плоской вертикальной стенки с фронтальными размерами 4×4 м, расположенной перпендикулярно направлению движения поезда [62];

- МТС в виде недеформируемого цилиндра диаметром 3 м и длиной 4 м, продольная ось которого расположена поперечно направлению движения поезда. Центр

масс препятствия расположен на равном удалении от правой и левой нитей рельсовой колеи на высоте 2 м от уровня головки рельса [62];

- МТС в виде недеформируемой плоской вертикальной стенки с фронтальными размерами $3 \times 2,2$ м, расположенной перпендикулярно направлению движения поезда на высоте 1 м от головки рельса [61].

Разработаны следующие требования по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива для железных дорог с шириной колеи 1520 мм:

- локомотив должен быть оборудован ударно-тяговыми устройствами, которые не препятствуют работе СПБ при аварийных столкновениях;

- конструкция рамы кузова локомотива должна без потери ее общей несущей способности обеспечить эффективную работу СПБ при тестовых сценариях столкновений;

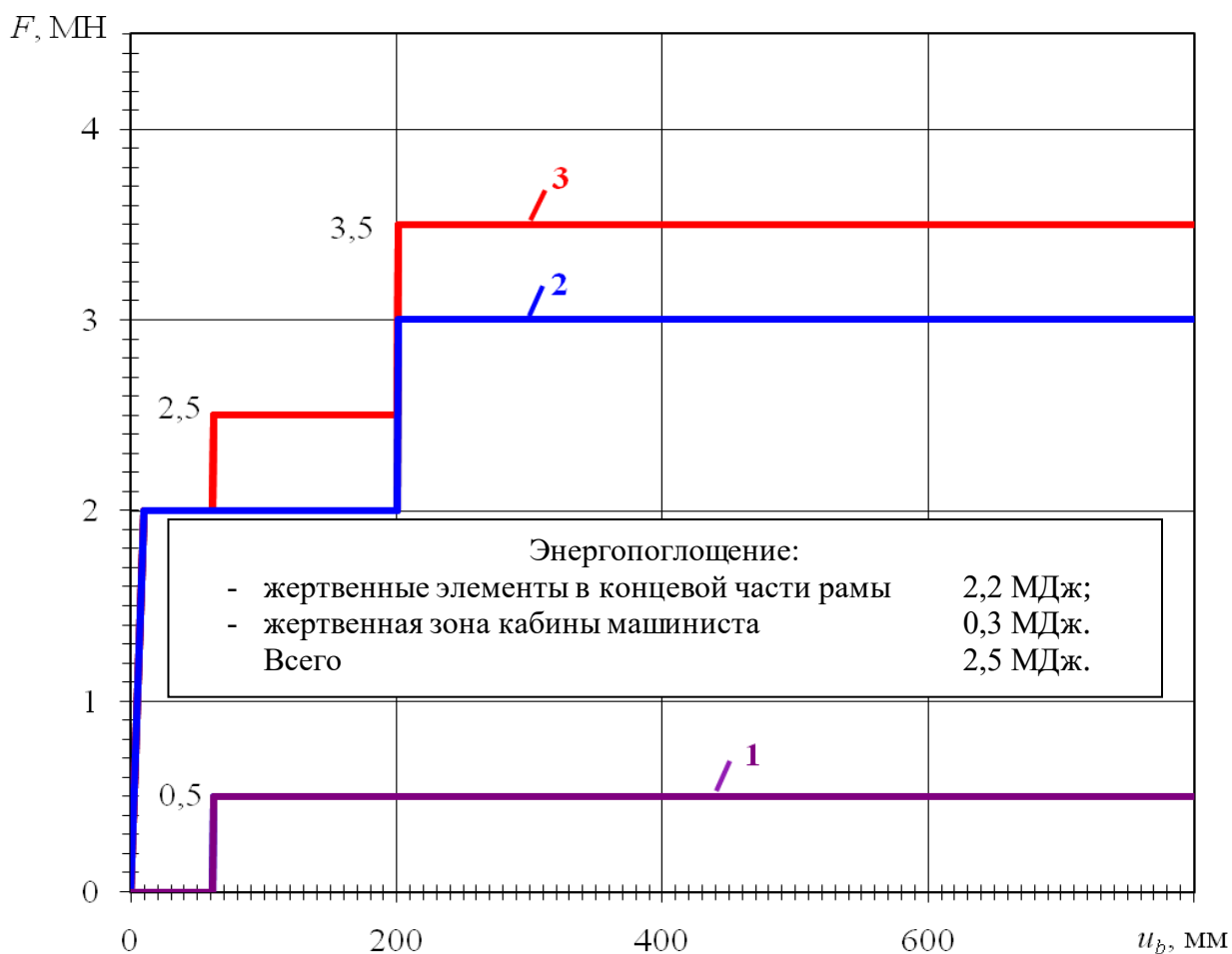
- основное поглощение энергии удара должно происходить за счет пластической деформации УПЭ в концевых частях рамы кузова;

- принципиально новая конструкция каркаса кабины машиниста должна включать такие элементы СПБ, как усиленная антипроникающая лобовая стенка, специальная жертвенная зона и зона безопасности;

- при аварийном столкновении в первую очередь должны разрушаться УПЭ и жертвенная зона кабины;

- за счет работы СПБ должно быть обеспечено поглощение 2 МДж кинетической энергии удара без превышения допустимого уровня 5g продольного ускорения в зоне безопасности с сохранением пространства длиной не менее 750 мм для выживания локомотивной бригады.

Для разработки конструкций элементов СПБ и выбора их параметров построены концептуальные диаграммы деформирования элементов СПБ электровоза при сверхнормативных ударах телом (бойком, равным по массе препятствию) в переднюю часть электровоза согласно сценарию столкновения с грузовым вагоном [61]. Эти диаграммы представлены на рис. 3.10.



- 1- средний уровень контактного усилия при деформации жертвенной зоны каркаса;
 2- средний уровень контактного усилия при деформации 2-х УПЭ;
 3- средний уровень суммарного контактного усилия, при котором происходит совместная деформация двух УПЭ и жертвенной зоны каркаса

Рисунок 3.10 – Концептуальные диаграммы деформирования элементов СПБ

На рис. 3.10 приняты следующие обозначения: F – сила деформации элементов СПБ электровоза, u_b – продольное перемещение центра масс бойка при ударе, характеризующем столкновение с препятствием.

Допустимый уровень продольного сжимающего усилия, передающегося на раму кузова локомотива при рассматриваемых сценариях столкновений, определен с

учетом допустимого уровня $5g$ продольного ускорения в зоне безопасности. Для од-носекционного шестиосного локомотива массой M с нагрузкой на ось 21 т максимальное теоретически допустимое значение продольного усилия составляет $F_{\max} = 5Mg = 5 \cdot 6 \cdot 21 \cdot 9,81 \approx 6,2$ МН. Согласно разработанным требованиям по пассивной безопасности локомотива допустимый уровень продольного сжимающего усилия, при котором будет обеспечено энергопоглощение 2 МДж без потери общей несущей способности рамы кузова локомотива, принят равным $4,2$ МН.

Таким образом, разработаны требования по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива нового поколения при тестовых сценариях аварийных столкновений на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм и построены концептуальные диаграммы деформирования элементов СПБ.

3.3 Разработка конструктивно-компоновочной схемы кабины машиниста локомотива с СПБ

В соответствии с принятыми требованиями по пассивной безопасности локомотива разработана конструктивно-компоновочная схема модульной кабины машиниста локомотива с СПБ, в состав которой входят:

- два УПЭ в концевой части рамы кузова;
- жертвенная зона, расположенная в передней части кабины;
- жесткая антипроникающая лобовая стенка;
- зона безопасности в задней части кабины, обеспечивающая необходимое пространство для выживания локомотивной бригады.

Конструктивно-компоновочная схема кабины с элементами СПБ показана на рис. 3.11.

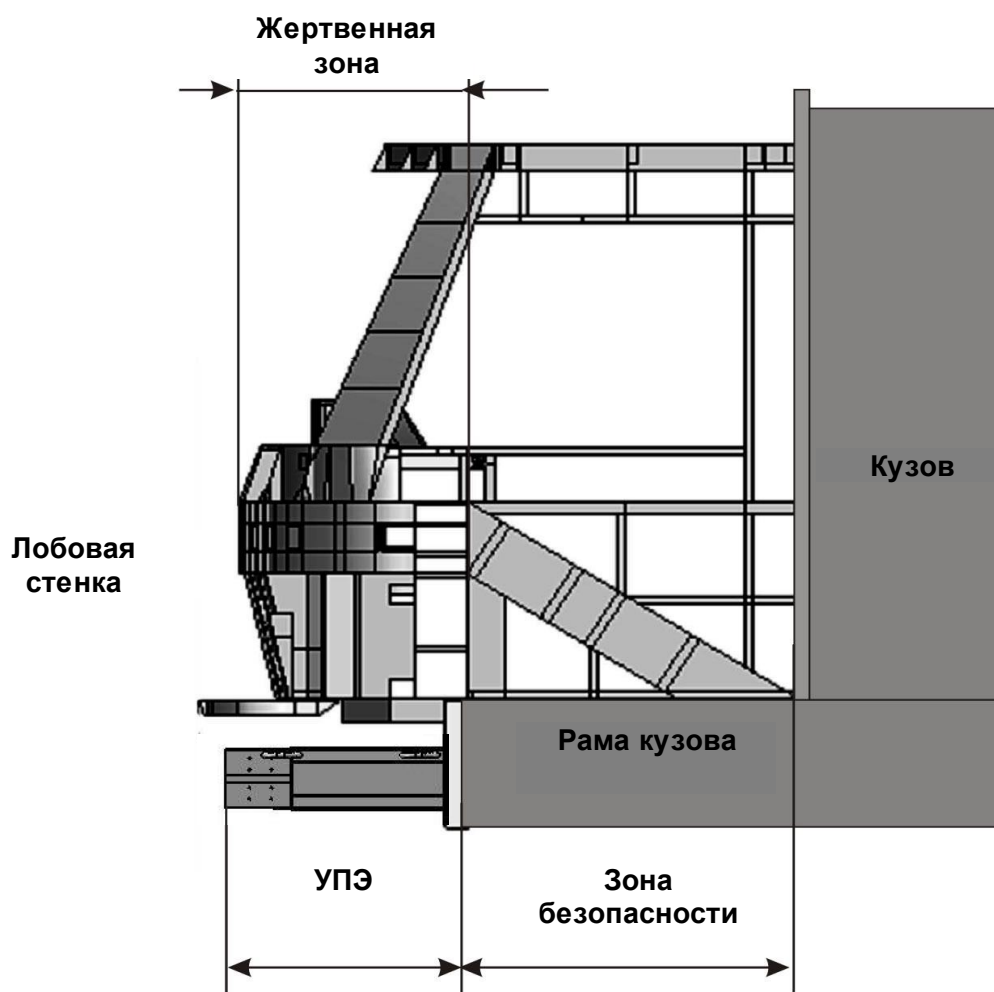


Рисунок 3.11 – Конструктивно-компоновочная схема кабины с элементами СПБ

Одними из главных энергопоглощающих элементов СПБ локомотива являются УПЭ, расположенные в концевых частях рамы кузова. Эти устройства одноразового действия должны быть в постоянной готовности в процессе эксплуатации локомотива, хотя срабатывают они только в случае аварийного столкновения. УПЭ иначе называются жертвенными элементами СПБ, поскольку основным их назначением является поглощение кинетической энергии аварийного столкновения в результате запланированного разрушения. Как показал приведенный в подразделе 1.2 анализ существующих технических решений по пассивной защите локомотивов, в основу работы перспективных конструкций УПЭ целесообразно положить принцип поглощения энергии за счет особенностей их пластического деформирования.

Основные требования к конструкциям УПЭ: высокая способность поглощения энергии единицей массы; диаграмма деформирования конструкции должна иметь практически постоянный участок, характеризующий ее поведение при разрушении; нечувствительность к небольшим возмущениям и к скошенному удару; стабильность и прогнозируемость поведения в эксплуатации и в аварийной ситуации; низкая стоимость; отсутствие необходимости постоянного обслуживания; простота замены отслужившего съемного элемента.

Работа УПЭ должна обеспечить плавную амортизацию удара в результате последовательного, многоступенчатого поглощения кинетической энергии при аварийном столкновении. Для уменьшения нагрузки на раму локомотива жертвенные элементы должны допускать как можно больший ход при их пластическом деформировании в продольном направлении. При сверхнормативном ударе именно жертвенные элементы обязаны максимально разрушаться, а центральная часть главной рамы локомотива должна деформироваться в последнюю очередь, являясь для них упором. Для организации пошагового энергопоглощения целесообразно в конструкцию УПЭ включать элементы с последовательно нарастающей продольной жесткостью.

Основными характеристиками жертвенных элементов СПБ являются их энергоемкость при продольном ударе и рабочий ход. Важными ограничениями для УПЭ являются габариты и масса, технология изготовления, использование доступных материалов и, в конечном итоге, окончательная стоимость.

В работах [11, 72, 99] показано, что в качестве жертвенного элемента СПБ целесообразно использовать коробчатую конструкцию в форме усеченной пирамиды с прямоугольным основанием, установленную на раме локомотива таким образом, чтобы центрированный удар происходил со стороны меньшего основания короба. Выбранная форма короба позволяет обеспечить плавное увеличение его продольной жесткости, что важно для организации его последовательного складывания при ударе. Прямоугольная (а не квадратная) форма поперечного сечения короба позволяет обеспечить большую устойчивость конструкции в случае слегка скошенного удара.

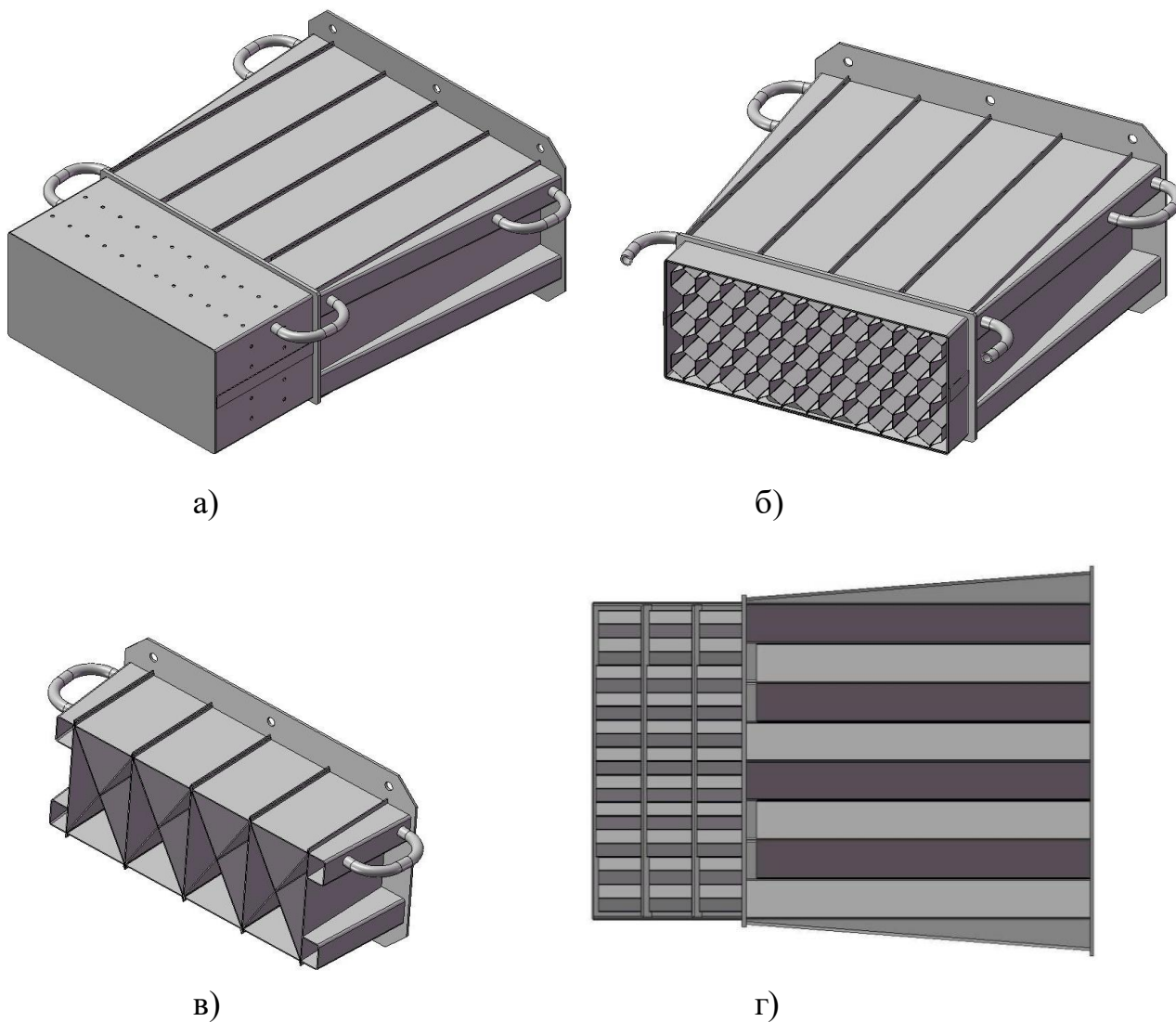
Диаграмма деформирования коробчатых конструкций, в том числе содержащих внутренние диафрагмы, характеризуется глубокими провалами [10, 12, 46]. Они вызваны общей потерей устойчивости конструкции и являются нежелательными с точки зрения низкого уровня поглощаемой при этом энергии. Для повышения энергопоглощающих свойств жертвенного элемента целесообразно в коробчатую конструкцию включать сотовые пакеты, которые деформируются при почти постоянной силе как в условиях квазистатического, так и ударного нагружения, исключая начальный пик нагрузки.

В результате комплекса теоретических и экспериментальных исследований, проведенных совместно с ИТМ НАНУ и ГКАУ [46, 50, 65], по оценке влияния геометрических и физических параметров жертвенных конструкций с шестигранными и трехгранными сотовыми пакетами на уровень их энергоемкости при ударе разработана и запатентована [36] конструкция жертвенного элемента, предназначенного для пассивной защиты электровоза ЭП20 в случае аварийного столкновения. Рациональные параметры УПЭ выбраны с учетом всех указанных выше ограничений.

Разработанная конструкция УПЭ приведена на рис. 3.12.

Для определения энергоемкости разработанного УПЭ и анализа его работы в аварийной ситуации выполнено конечно-элементное моделирование НДС элементов разработанной жертвенной конструкции при ударе телом (бойком в виде недеформируемой вертикальной стенки) массой 80 т со скоростью 36 км/ч согласно сценарию аварийного столкновения электровоза с грузовым вагоном. Схема взаимодействия УПЭ с бойком при ударе показана на рис. 3.13.

На основе разработанной геометрической модели (рис. 3.14, а) построена конечно-элементная схема УПЭ (рис. 3.14, б) с использованием специальных пластинчатых элементов с четырьмя или тремя узлами, каждый из которых имеет по три линейных и угловых перемещений, скорости и ускорения относительно осей узловой системы координат элемента. Эти элементы позволяют учитывать большие



- а) – общий вид УПЭ;
 б) – вид УПЭ в разрезе (сечение на уровне пакетов шестигранных сот);
 в) – вид УПЭ в разрезе (сечение на уровне пакетов трехгранных сот);
 г) – вид УПЭ в разрезе (сечение продольно-поперечной плоскостью);

Рисунок 3.12 – Разработанная конструкция УПЭ

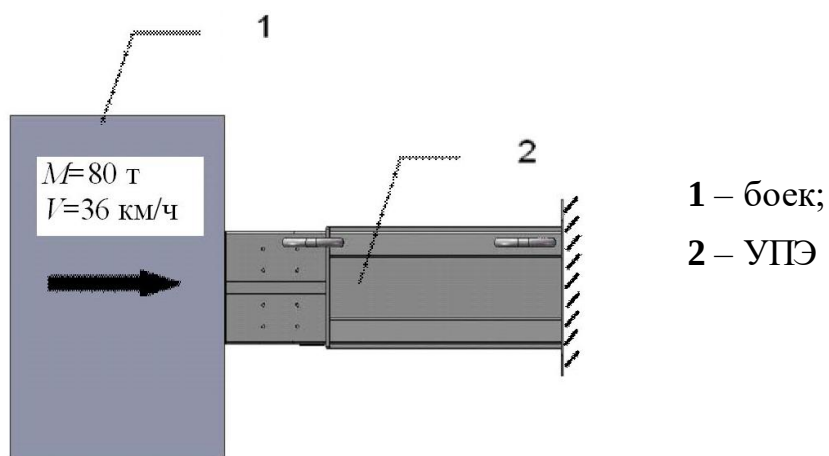


Рисунок 3.13 – Схема взаимодействия УПЭ с бойком при ударе

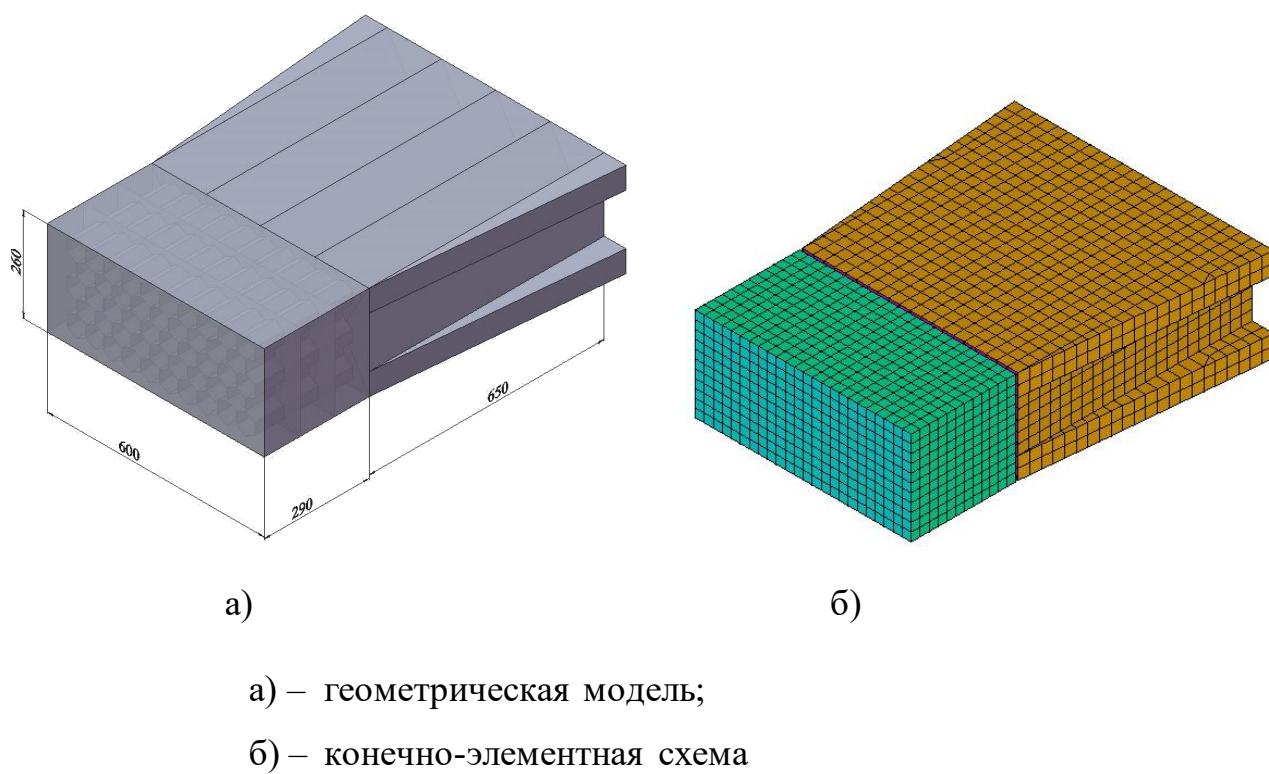


Рисунок 3.14 – Геометрическая модель и конечно-элементная схема УПЭ

мембранные и изгибные пластические деформации. Боек моделировался объемными конечными элементами с восьмью узлами, которые имеют по три линейных перемещения, скорости и ускорения.

Между бойком и исследуемой защитной конструкцией, а также между элементами самой защитной конструкции учитывалась возможность контакта в форме “поверхность – поверхность”.

В качестве граничного условия принято условие жесткого закрепления заднего (большого) торцового сечения защитной конструкции. В качестве начальных условий задана скорость центра масс бойка, которая в момент времени $t = 0$ равна 36 км/ч.

Полученные результаты расчета представлены на рис. 3.15 – 3.17.

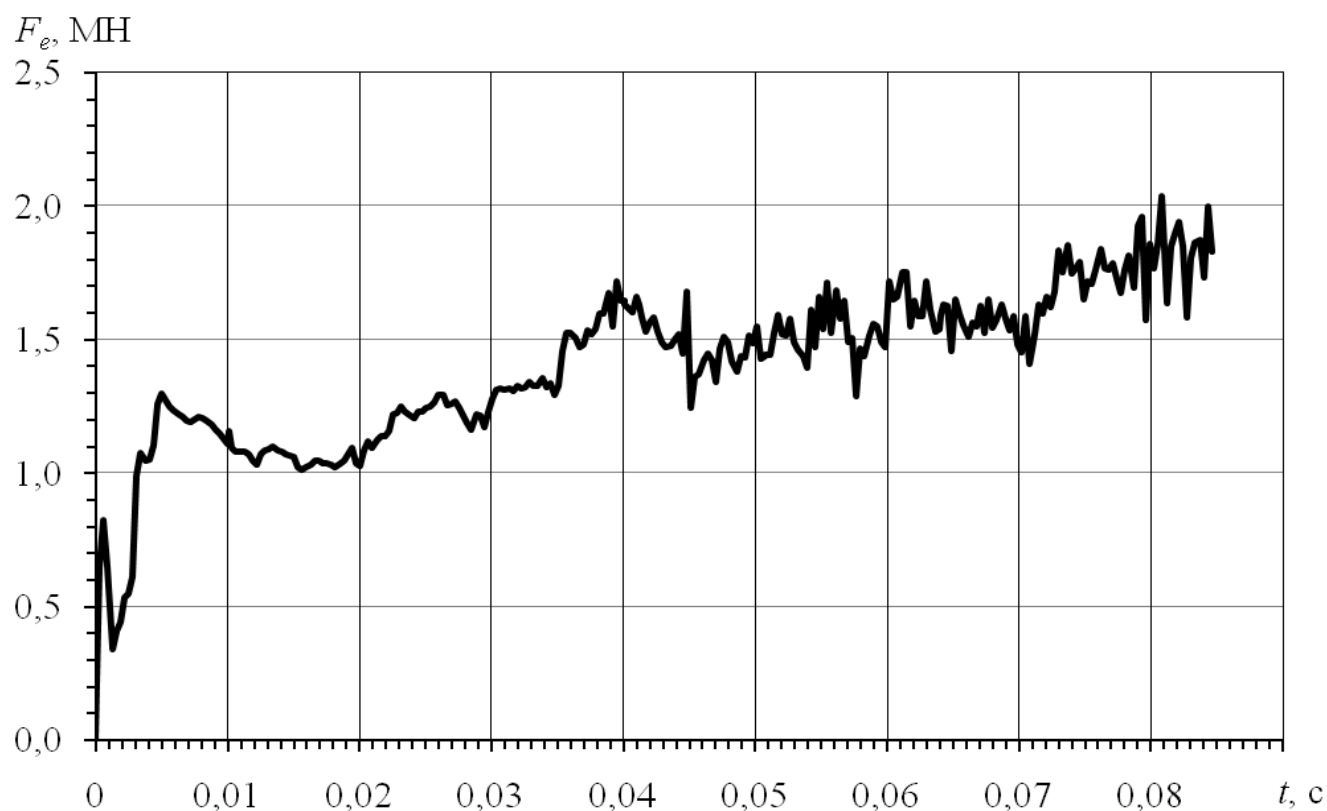


Рисунок 3.15 – Зависимость контактного усилия от времени при деформации УПЭ (удар недеформируемой вертикальной стенкой массой 80 т со скоростью 36 км/ч)

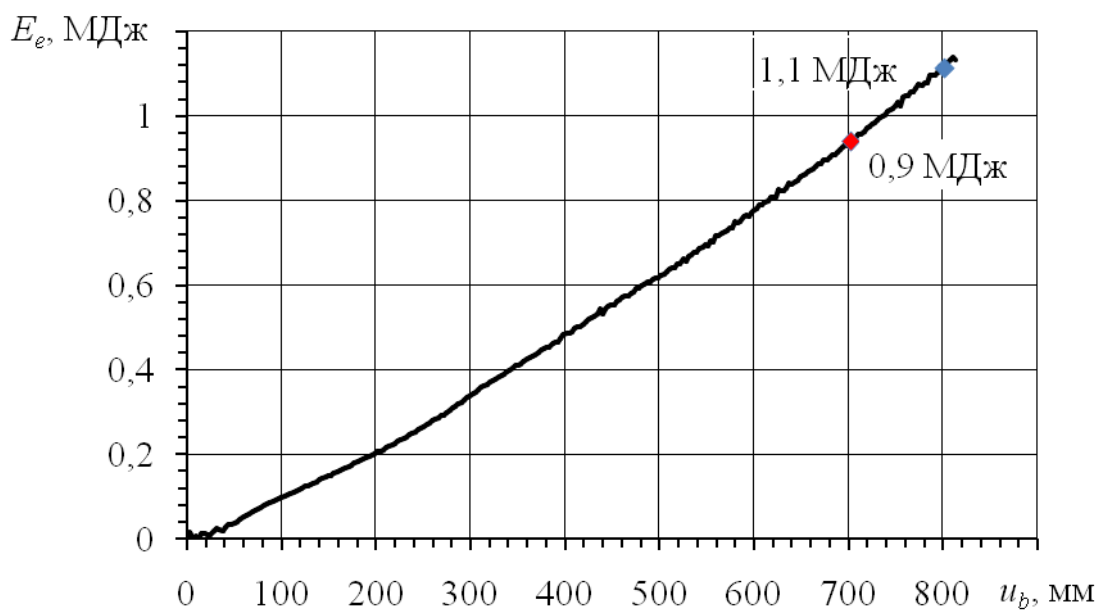


Рисунок 3.16 – Диаграмма энергопоглощения при ударе

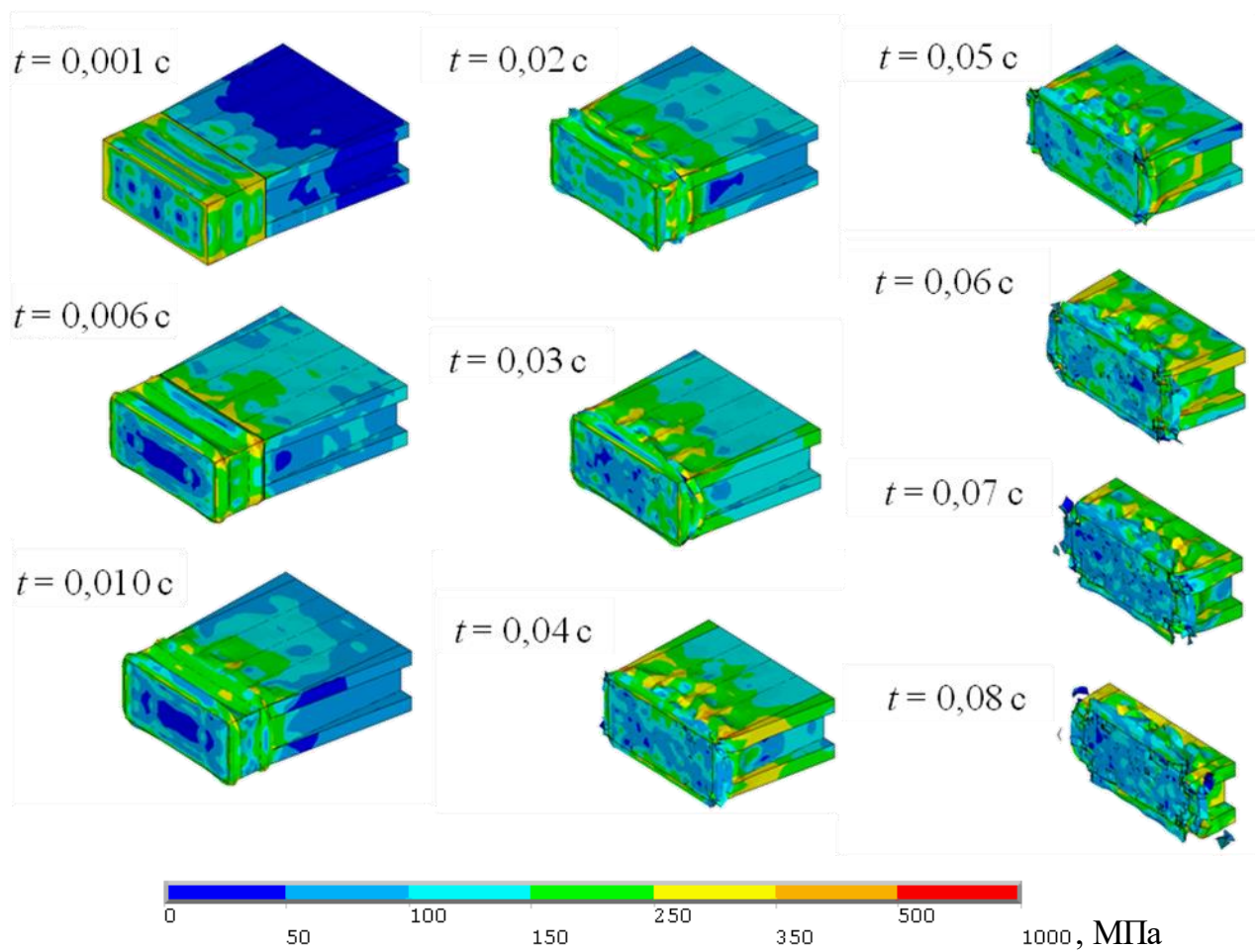


Рисунок 3.17 – НДС жертвенного элемента в различные моменты времени

Установлено, что за счет пластического деформирования одного жертвенного элемента может быть поглощена энергия 0,9 МДж при продольной деформации 0,7 м ($\approx 75\%$ от исходной длины). Максимальная энергоемкость составляет 1,1 МДж при деформации 0,8 м. Контактное усилие при этом практически не превышает 2 МН.

Таким образом, деформация двух УПЭ разработанной конструкции, установленных в концевой части рамы кузова локомотива, при аварийном столкновении с грузовым вагоном позволяет обеспечить максимальное энергопоглощение до 2,2 МДж.

На испытательном полигоне в г. Герлиц (Германия) выполнен крэш тест экспериментального образца УПЭ, закрепленного на неподвижном стенде, при ударе вагоном-бойком массой 40 т со скоростью 24,7 км/ч. Результаты испытаний приведены на рис. 3.18, экспериментальная диаграмма деформирования УПЭ – на рис. 3.19. Результаты моделирования работы экспериментального образца УПЭ при ударе хорошо согласуются с результатами выполненного крэш теста (расхождение составляет около 5%).



а)

б)

а) исходное состояние УПЭ;

б) деформированное состояние УПЭ

Рисунок 3.18 – Результаты крэш теста УПЭ

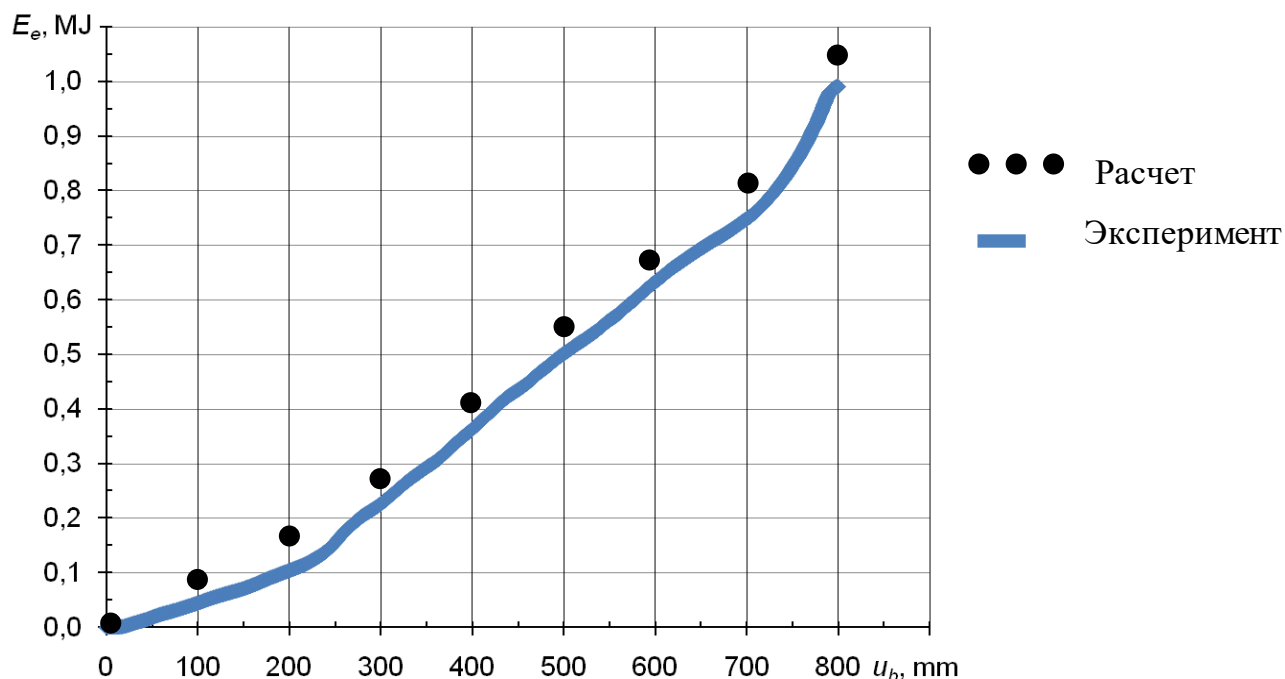


Рисунок 3.19 – Диаграммы энергопоглощения экспериментального образца УПЭ при ударе

3.4 Выводы

Выполнено математическое моделирование процесса деформирования силового пояса каркаса кабины машиниста электровоза ЭП1М без СПБ при ударах различной интенсивности. В результате проведенных исследований показана необходимость существенного изменения силовой схемы каркаса кабины машиниста с целью обеспечения пассивной защиты локомотива в аварийной ситуации. При проектировании кабины машиниста необходимо предусмотреть в ее конструкции наличие жесткой антипроникающей лобовой стенки, жертвенной зоны в передней части кабины, а также зоны безопасности в задней части кабины.

Разработаны требования по пассивной защите скоростного пассажирского локомотива нового поколения для железных дорог с шириной колеи 1520 мм. Построены концептуальные диаграммы деформирования элементов СПБ при сверхнормативном ударе, характеризующем столкновение с грузовым вагоном.

Разработана конструктивно-компоновочная схема силового каркаса кабины машиниста. Разработана и запатентована в Украине конструкция жертвенного элемента, который предназначен для установки в концевых частях рамы электровоза ЭП20. Определены параметры УПЭ, при которых энергоемкость одного устройства равна 1,1 МДж при деформации 0,8 м. Установлено, что в результате пластического деформирования двух УПЭ разработанной конструкции при аварийном столкновении с грузовым вагоном может быть поглощена энергия до 2,2 МДж без превышения допустимого уровня контактного усилия. На испытательном полигоне в г. Герлиц (Германия) выполнен крэш тест экспериментального образца УПЭ и показано, что результаты МКЭ моделирования работы экспериментального образца УПЭ при ударе хорошо согласуются с результатами выполненного крэш теста (расхождение составляет около 5%).

Основные научные результаты раздела опубликованы в работах [2, 4, 7 – 11, 8, 15].

РАЗДЕЛ 4

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ КАРКАСА КАБИНЫ МАШИНИСТА ПРИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Приведены конечно-элементные модели для нелинейного динамического анализа особенностей деформирования каркаса кабины с жертвенной зоной и зоной безопасности при аварийных ударах согласно тестовым сценариям столкновения. Разработана конечно-элементная модель для оценки прочности конструкции каркаса кабины, включающего жертвенную зону, при статической продольной нагрузке на элементы подоконной части лобовой стенки.

4.1 Конечно-элементное моделирование нелинейного деформирования каркаса кабины с жертвенной зоной и зоной безопасности при ударах согласно тестовым сценариям аварийных столкновений

В соответствии с основными требованиями по пассивной защите локомотива и концептуальными диаграммами деформирования элементов его СПБ, приведенными в подразделе 3.2, выполнены исследования НДС различных конструкций каркасов кабин с СПБ при ударных нагрузках, характеризующих тестовый сценарий столкновения локомотива с грузовым вагоном [62]. На основе полученных результатов разработана базовая конструкция каркаса кабины. На рис. 4.1 – 4.2 приведены схемы взаимодействия базовой конструкции каркаса кабины и УПЭ с бойком при ударных воздействиях, соответствующих рассматриваемым сценариям столкновений [62]. Геометрическая модель базовой конструкции каркаса и соответствующая ей конечно-элементная схема приведены на рис. 4.3. Конечно-элементная схема базовой конструкции каркаса содержит 18695 узлов и 18877 конечных элементов. На рис. 4.4

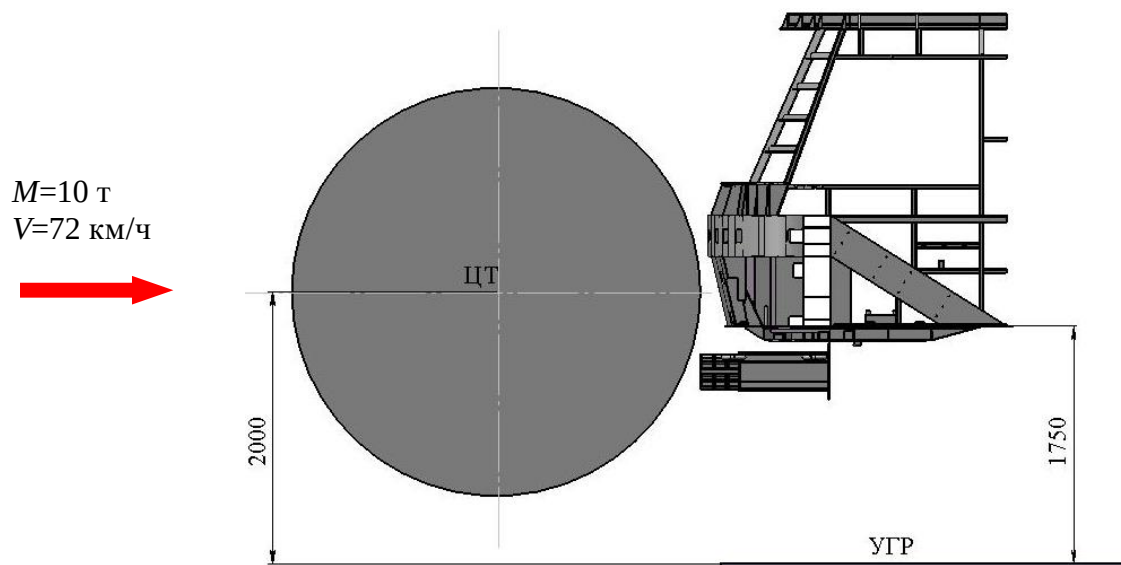


Рисунок 4.1 – Схема взаимодействия элементов базовой конструкции каркаса кабины и СПБ с бойком в виде недеформируемого цилиндра (сценарий 1)

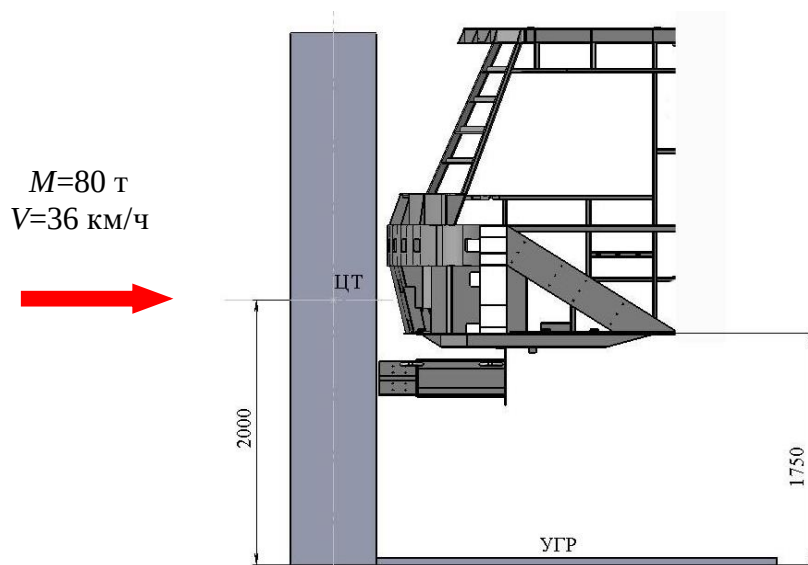
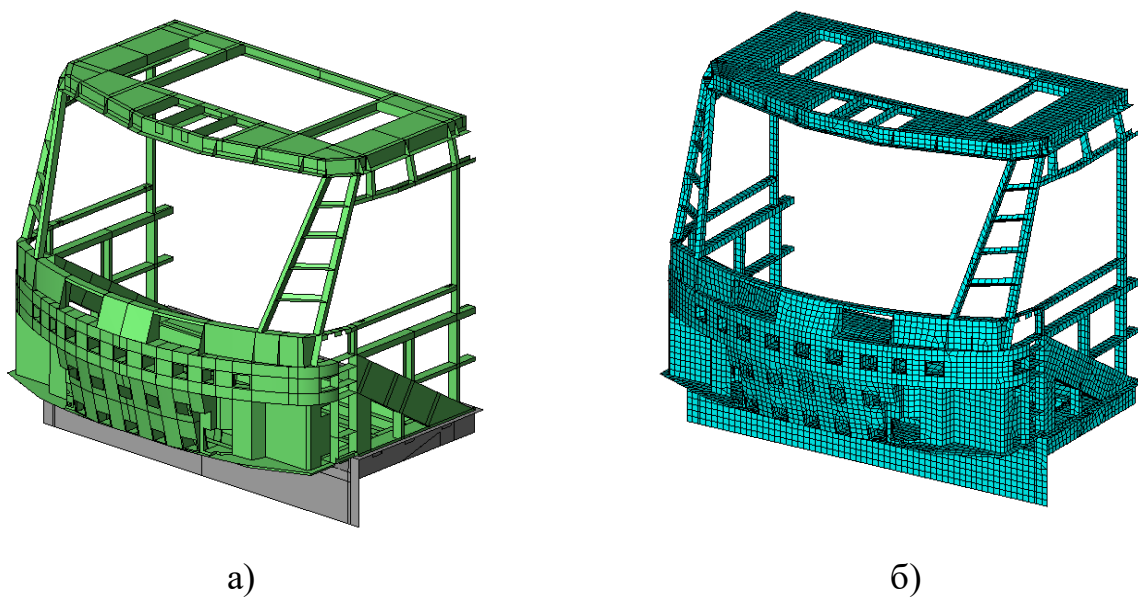


Рисунок 4.2 – Схема взаимодействия элементов базовой конструкции каркаса кабины и СПБ с бойком в виде недеформируемой стенки (сценарий 2)



а) – геометрическая схема каркаса;
 б) – конечно-элементная схема каркаса

Рисунок 4.3 – Геометрическая и конечно-элементная схемы базовой конструкции каркаса кабины машиниста электровоза с СПБ

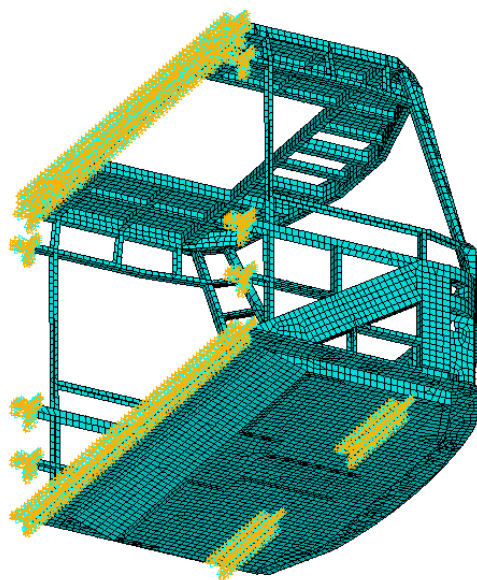


Рисунок 4.4 – Граничные условия для расчета НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины при ударе

показаны граничные условия, принятые для расчетов НДС базовой конструкции каркаса кабины при сверхнормативных ударных воздействиях. Между бойком и исследуемой конструкцией, а также между элементами самой конструкции каркаса учитывалась возможность контакта типа “поверхность – поверхность”.

Для снижения веса конструкции каркаса и обеспечения ее прочности согласно ТЗ (см. подраздел 3.2) в базовую конструкцию каркаса внесен ряд изменений. Геометрическая модель доработанной конструкции каркаса с пультом управления и фрагментом рамы показана на рис. 4.5.

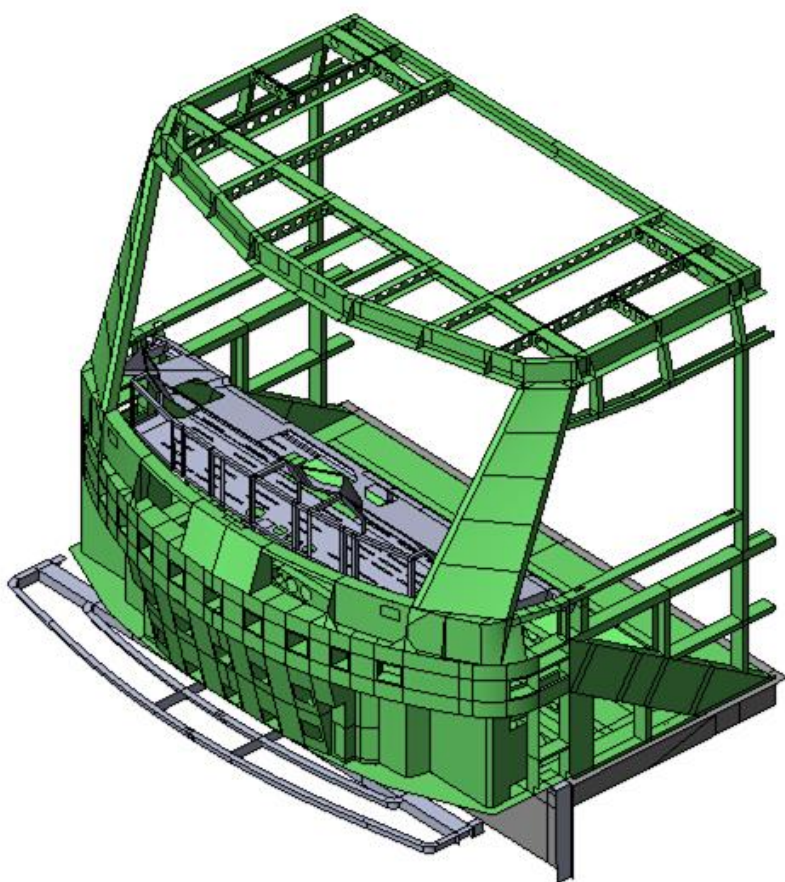


Рисунок 4.5 – Геометрическая модель доработанной конструкции каркаса

Выполнены исследования НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины при ударах, соответствующих сценариям столкновения локомотива с грузовым вагоном [62] и с МТС [61] на переезде.

Схемы взаимодействия доработанной конструкции каркаса кабины и УПЭ с бойком массой M_b при ударах со скоростью V_b приведены на рис. 4.6.

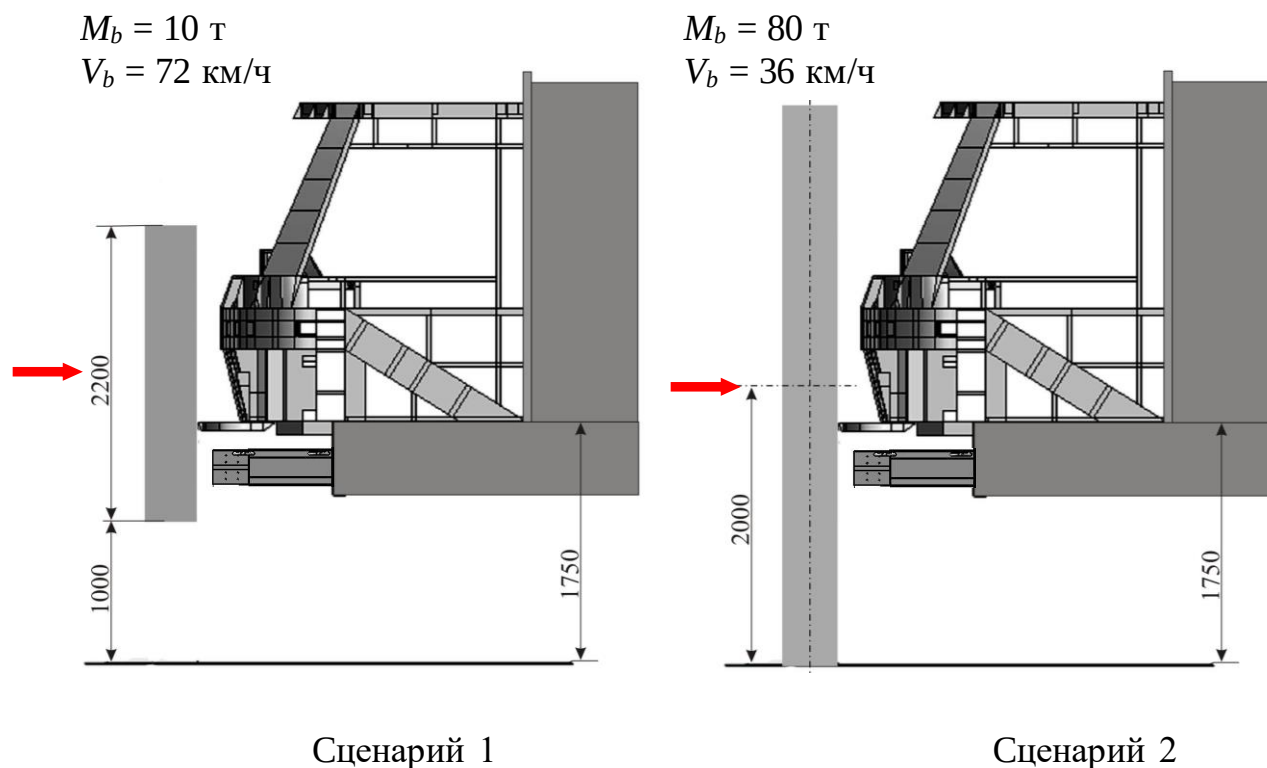
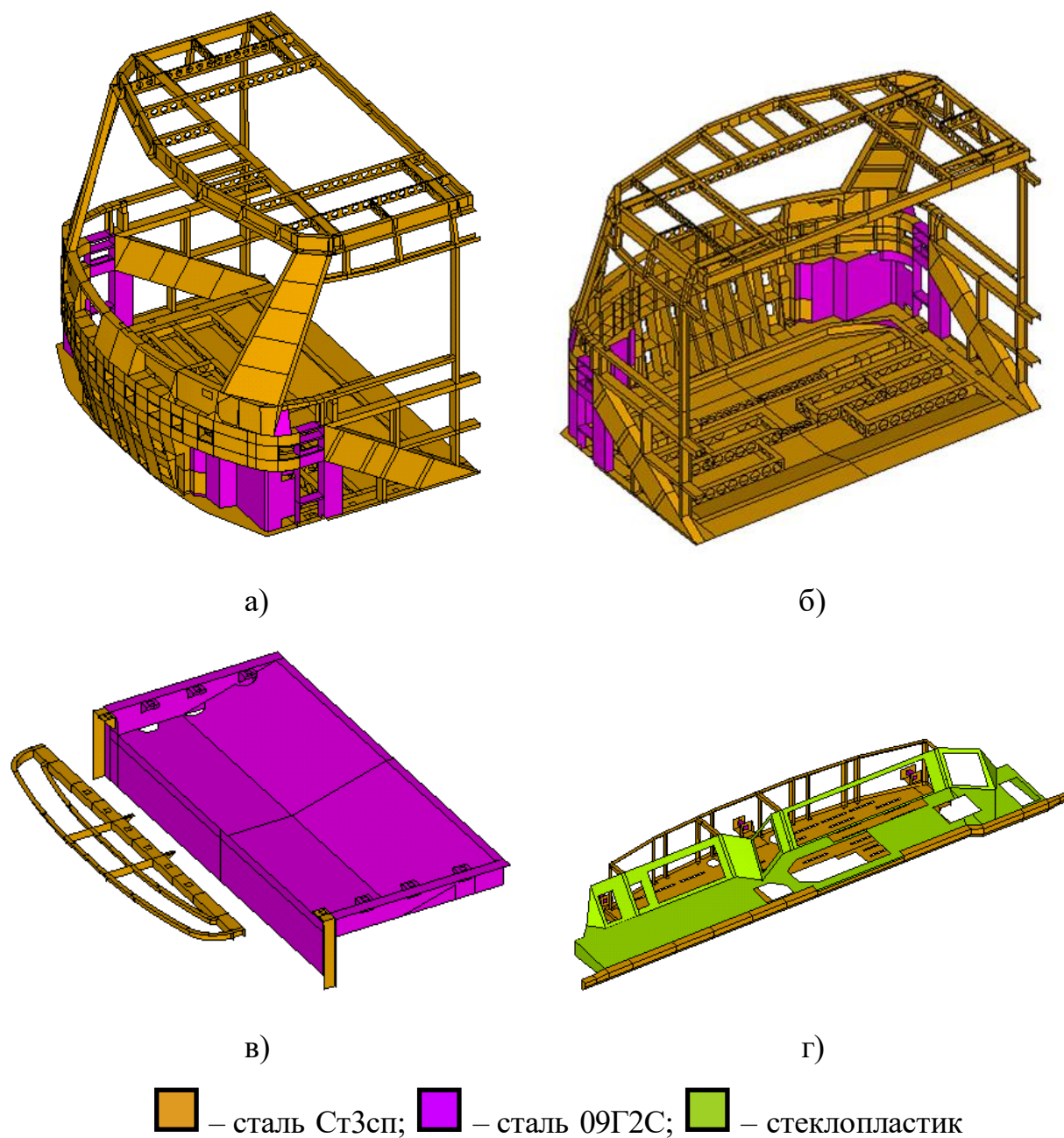


Рисунок 4.6 – Схемы взаимодействия доработанной конструкции каркаса кабины и УПЭ с бойком для разных сценариев столкновений

Элементы конструкции каркаса кабины, пульта управления, подножки и фрагмента рамы с указанием материалов, из которых они изготовлены, приведены на рис. 4.7. Столешница пульта управления выполнена из стеклопластика на основе полиэфирной трудно горючей смолы 805TF. В качестве наполнителя использованы стекломаты. Первый слой плотностью 100 г/м^2 , последующие – 450 г/м^2 . Схема армирования – продольно-поперечная. Толщина столешницы 4 мм. При расчете НДС элементов конструкции каркаса с пультом управления динамическое упрочнение стеклопластика в зависимости от скорости удара не учитывалось ввиду отсутствия



а) каркас кабины (вид спереди);

б) каркас кабины (вид сзади);

в) фрагмент рамы электровоза и подножки;

г) пульт управления

Рисунок 4.7 – Элементы доработанной конструкции каркаса кабины, пульта управления, подножки и фрагмента рамы с указанием материалов

соответствующих данных. Характеристики материалов рассматриваемой конструкции приведены в табл. 4.1.

Конечно-элементная схема доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления и фрагментом рамы электровоза для расчета НДС ее элементов при ударе и заданные граничные условия показаны соответственно на рис. 4.8 – 4.9.

Конечно-элементная схема доработанной конструкции составлена из 40817 конечных элементов и 41778 узлов. При этом схема каркаса состоит из 30358 конечных элементов и 30290 узлов. Минимальный размер конечного элемента при моделировании каркаса и фрагмента рамы – 25 мм.

В качестве граничных условий для расчета приняты: жесткая заделка элементов крепления каркаса кабины к кузову электровоза; жесткая заделка рассмотренного фрагмента рамы электровоза.

Боек, болтовые соединения (8 шт. M16) каркаса кабины с рамой электровоза и подножки с каркасом кабины (6 шт. M16) моделировались объемными конечными элементами с восьмью узлами, каждый из которых имеет по три линейных перемещения, скорости и ускорения.

Таблица 4.1 – Характеристики материалов для расчета доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления при сверхнормативных ударах

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение параметра для материала		
			Ст3сп	09Г2С	Стекло-пластик
Предел прочности	σ_B	МПа	380	490	50
Предел текучести	σ_T	МПа	255 при толщине до 10 мм	345	—
			245 при толщине (10 – 20) мм		
Предельная пластическая деформация	ε_p	—	0,60	0,60	0,01
Массовая плотность	ρ	кг/м ³	7800	7790	1800
Модуль Юнга	E_e	ГПа	194	204	6
Тангенциальный модуль	E_T	ГПа	1,02	1,31	—
Коэффициент Пуассона	μ	—	0,28	0,28	0,28
Коэффициенты упрочнения	C	с ⁻¹	97	220	10 ⁶
	P	—	0,81	0,84	1,00

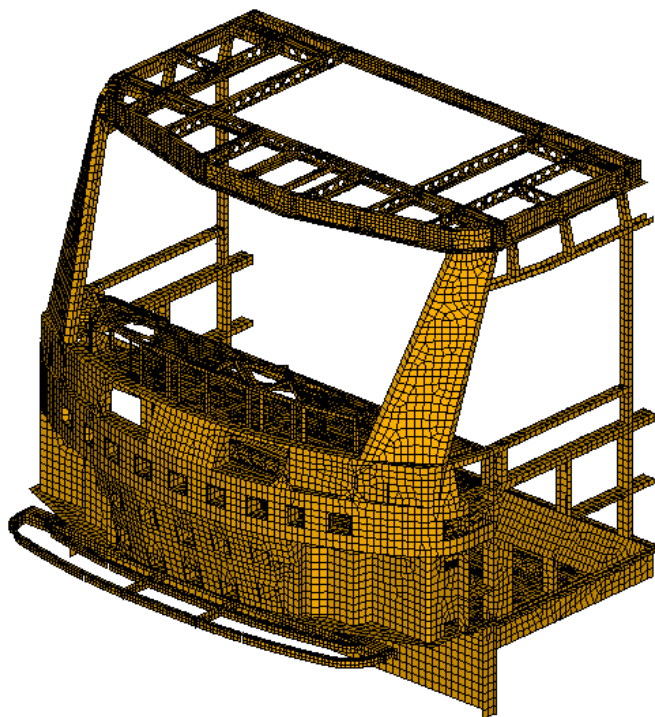


Рисунок 4.8 – Конечно-элементная схема доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления для расчетов НДС ее элементов при ударных воздействиях

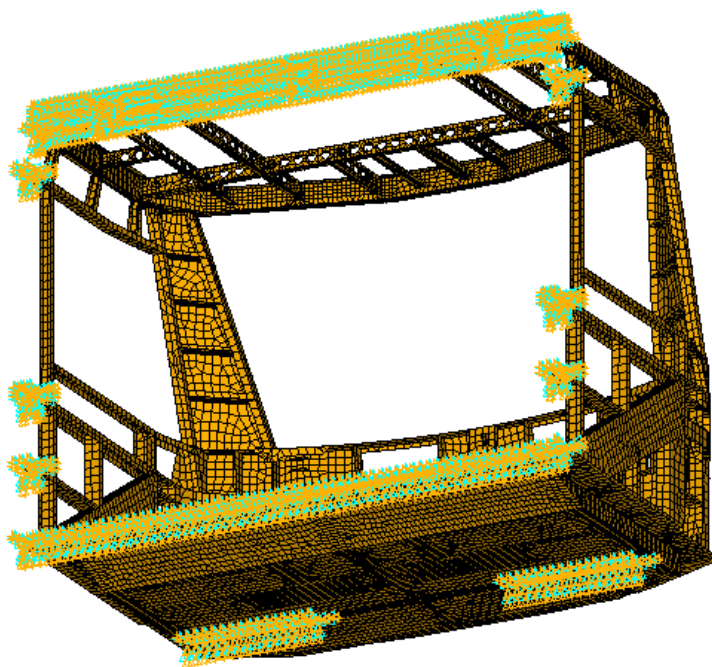


Рисунок 4.9 – Граничные условия для расчета доработанной конструкции каркаса с пультом управления при ударе

4.2 Разработка конечно-элементной модели для оценки прочности конструкции каркаса кабины при статической продольной нагрузке на элементы лобовой стенки

Для подтверждения соответствия доработанной конструкции каркаса требованиям ТЗ по прочности проведены исследования НДС ее элементов при статической продольной нагрузке 290 кН на элементы лобовой стенки. Оценка прочности каркаса выполнена путем сравнения полученных в результате расчета максимальных эквивалентных напряжений в элементах конструкции с допускаемыми напряжениями, в качестве которых приняты пределы текучести использованных материалов.

Геометрическая модель доработанной конструкции каркаса для статического расчета приведена на рис. 4.10.

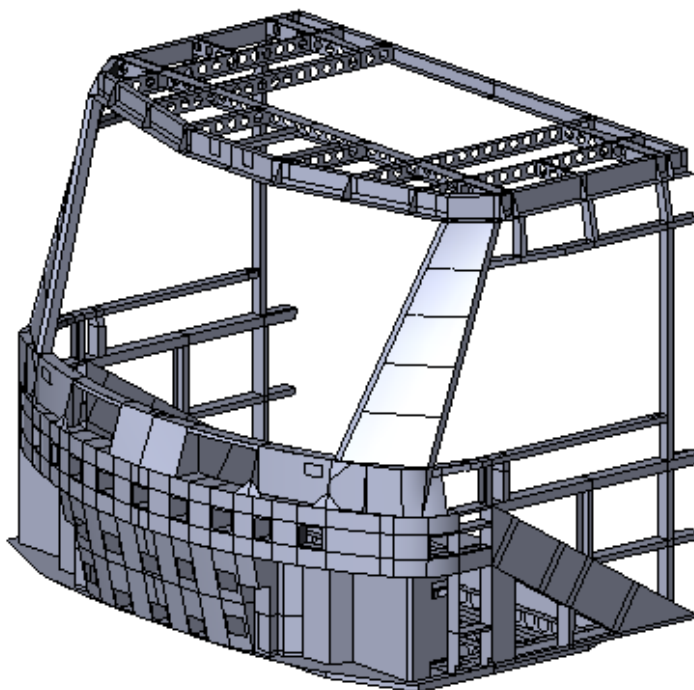


Рисунок 4.10 – Геометрическая модель доработанной конструкции каркаса для статического расчета

Конечно-элементная схема доработанной конструкции каркаса для статического расчета представлена на рис. 4.11.

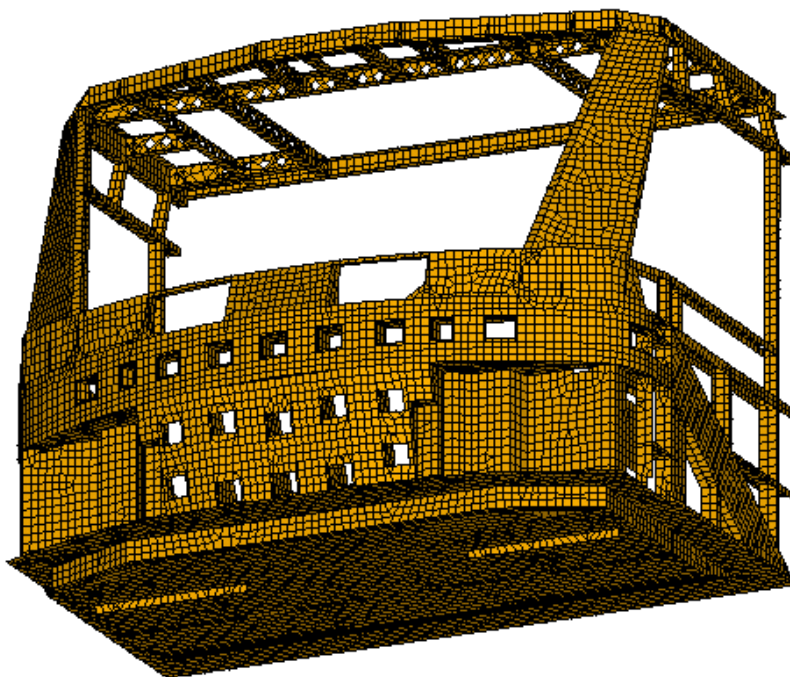


Рисунок 4.11 – Конечно-элементная схема доработанной конструкции каркаса для статического расчета

Она состоит из 24545 конечных элементов и 24150 узлов. Размеры конечных элементов – от 25 до 45 мм.

Граничные условия для расчета конструкции при статической продольной нагрузке 290 кН показаны на рис. 4.12. В узлах болтовых креплений и элементов соединения каркаса кабины с рамой локомотива заданы условия жесткой заделки. Условия жесткой заделки также приняты в узлах соединения каркаса кабины с кузовом электровоза.

В качестве внешней нагрузки рассмотрена статическая продольная нагрузка 290 кН, равномерно распределенная по ширине подоконной лобовой силовой части каркаса кабины машиниста (рис. 4.13).

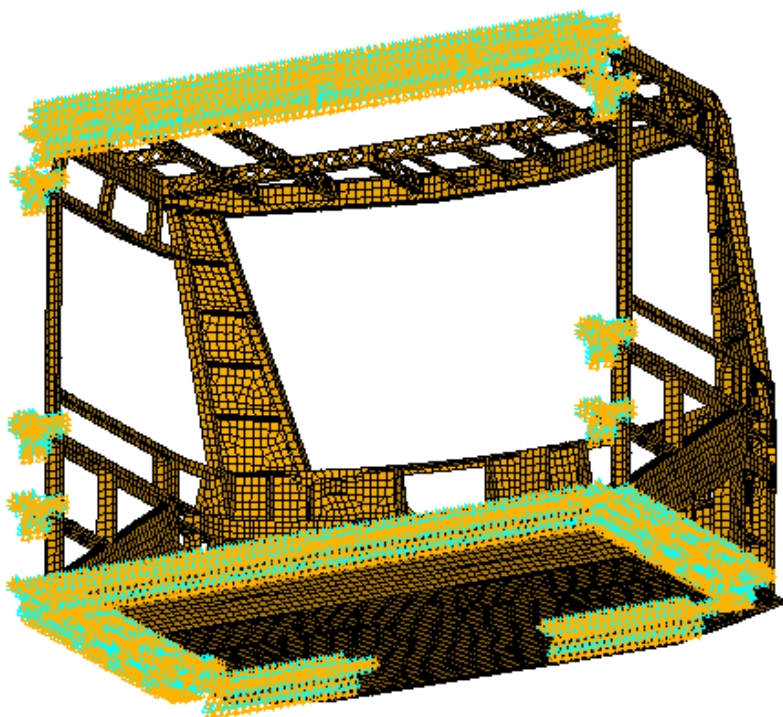


Рисунок 4.12 – Граничные условия для расчета НДС доработанной конструкции каркаса при статической продольной нагрузке 290 кН

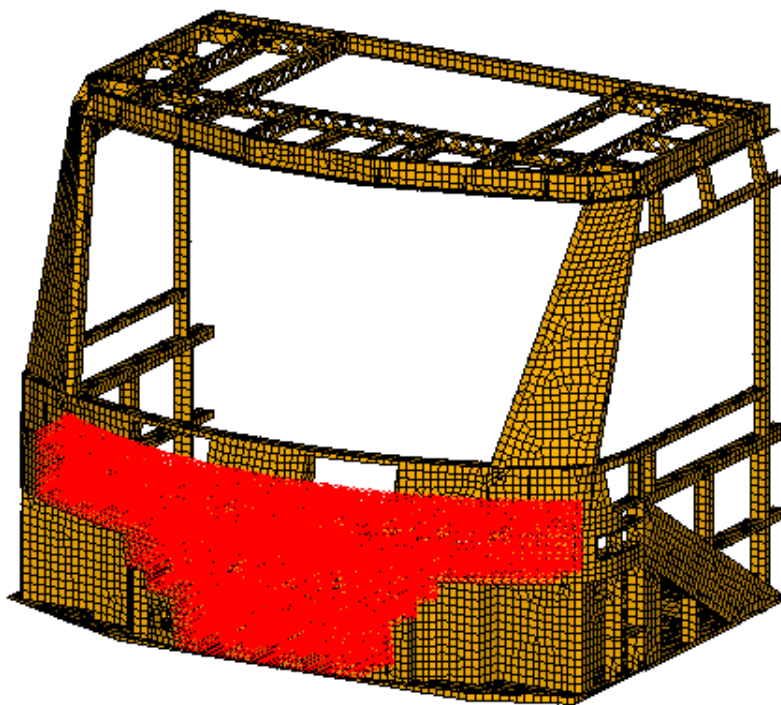


Рисунок 4.13 – Схема статического нагружения

4.3 Выводы

Разработаны пространственные геометрические и конечно-элементные модели для анализа НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины, а также доработанной конструкции каркаса с пультом управления и фрагментом рамы при ударах согласно тестовым сценариям аварийных столкновений с учетом геометрической и физической нелинейностей, зависимости предела текучести стали от скорости деформации, переменного контактного взаимодействия элементов конструкций с препятствием и между собой, возможности разрушения жертвенной зоны каркаса.

Разработаны пространственные геометрические и конечно-элементные модели для исследования статического деформирования и оценки прочности конструкций каркаса кабины машиниста с СПБ при нормативной продольной нагрузке 290 кН на элементы лобовой стенки. Оценка прочности каркаса выполнена путем сравнения полученных в результате расчета максимальных значений эквивалентных напряжений в элементах конструкции со значениями пределов текучести для использованных материалов.

Основные научные результаты раздела опубликованы в работах [1, 4, 6, 9 – 11, 15].

РАЗДЕЛ 5

РАЗРАБОТКА МОДУЛЬНОЙ КАБИНЫ МАШИНИСТА ДЛЯ ЛОКОМОТИВА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Проведены исследования НДС базовой конструкции каркаса кабины с учетом и без учета УПЭ при продольных ударах согласно тестовым сценариям столкновения. Проведена доработка базовой конструкции каркаса кабины с целью снижения ее веса и обеспечения требуемой прочности при заданной статической продольной нагрузке на элементы его подоконной части. Выполнен анализ НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления при ударах согласно тестовым сценариям аварийных столкновений с препятствием на колее 1520 мм.

5.1 Исследование характера деформирования передней части локомотива нового поколения при продольных ударных нагрузках согласно тестовым сценариям столкновений

Выполнены исследования НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины машиниста локомотива с СПБ при сверхнормативных ударах, которые характеризуют тестовые сценарии [62].

Согласно тестовому сценарию 1 проведен анализ упругопластического деформирования базовой конструкции каркаса кабины с учетом и без учета жертвенных элементов при ударе недеформируемым цилиндром (бойком) массой 10 т со скоростью 72 км/ч. Схема взаимодействия элементов базовой конструкции каркаса с бойком приведена ранее на рис. 4.1, геометрическая и конечно-элементная схемы базовой конструкции показаны на рис. 4.3, а граничные условия для расчета – на рис. 4.4.

Поставленная задача решена с использованием результатов двух расчетов по оценке упругопластического деформирования:

- базовой конструкции каркаса кабины при ударе недеформируемым цилиндром массой 10 т со скоростью 72 км/ч (расчет 1);
- жертвенного элемента, установленного в концевой части рамы электровоза, при рассматриваемом ударе (расчет 2).

Результаты расчета 1 представлены на рис. 5.1 – 5.3. На рис. 5.1 показано деформированное состояние, на рис. 5.2 – НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины в разные моменты времени. На рис. 5.3 представлено НДС жертвенного элемента (дан вид конструкции в разрезе центральной продольно-вертикальной плоскостью симметрии) в разные моменты времени. Установлено, что при рассматриваемом ударе жертвенный элемент работает в основном на изгиб, а не на сжатие в продольном направлении. Это существенным образом сказывается на уровне энергии $E_e \approx 0,5$ МДж, поглощаемой при его пластической деформации до полного смятия (продольное перемещение бойка $u_b = 800$ мм).

На рис. 5.4 и 5.5 приведены соответственно зависимости контактных усилий и энергии, поглощаемой при деформации базовой конструкции каркаса кабины (линия “каркас кабины”) согласно расчету 1, двух жертвенных элементов (линия “2 жертв. эл-та”) согласно расчету 2, а также при совместной деформации жертвенных элементов и базовой конструкции каркаса (линия “каркас кабины + 2 жертв. эл-та”) от продольного перемещения центра масс бойка при ударе согласно тестовому сценарию 1. Как видно из полученных результатов, при полном смятии жертвенной зоны (продольное перемещение бойка на 800 мм) суммарное значение контактного усилия не превышает значения 4,2 МН, допустимого разработанными требованиями по пассивной безопасности локомотива. Однако уровень энергопоглощения (1,5 МДж) за счет совместного пластического деформирования жертвенной зоны базовой конструкции каркаса кабины и двух жертвенных элементов меньше требуемого уровня (2,0 МДж), оговоренного в ТЗ и соответствующего разработанным требованиям по пассивной безопасности локомотива (см. подраздел 3.2).

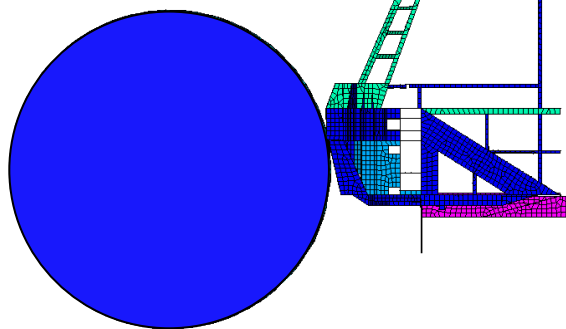
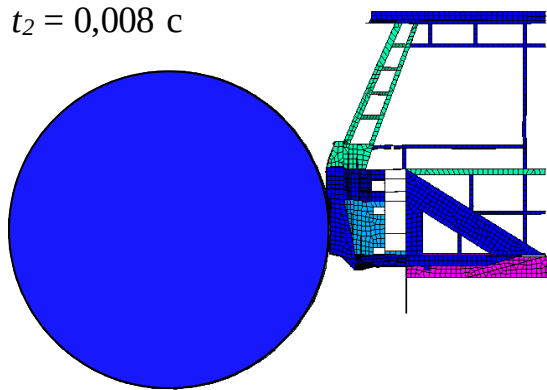
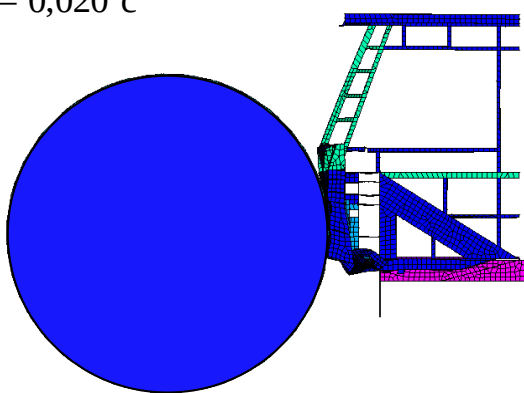
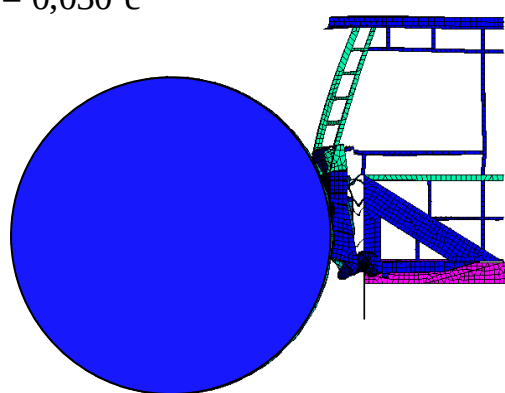
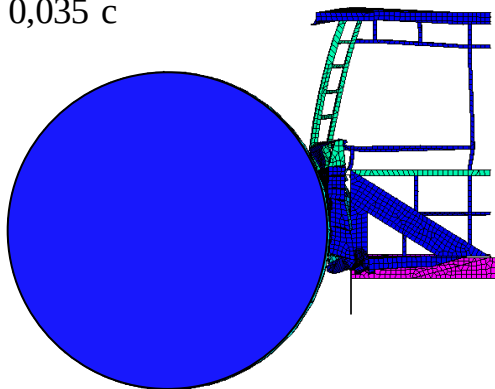
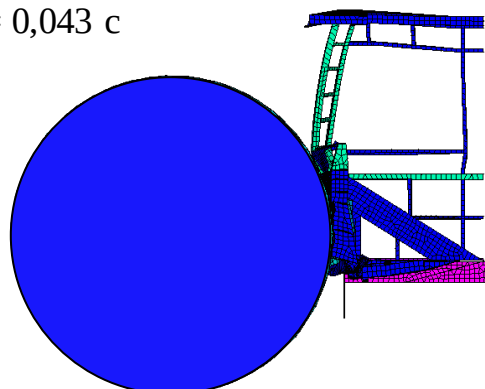
$t_1 = 0,001 \text{ с}$  $t_2 = 0,008 \text{ с}$  $t_3 = 0,020 \text{ с}$  $t_4 = 0,030 \text{ с}$  $t_5 = 0,035 \text{ с}$  $t_6 = 0,043 \text{ с}$ 

Рисунок 5.1 – Деформированное состояние элементов базовой конструкции каркаса кабины в характерные моменты времени (сценарий 1, расчет 1)

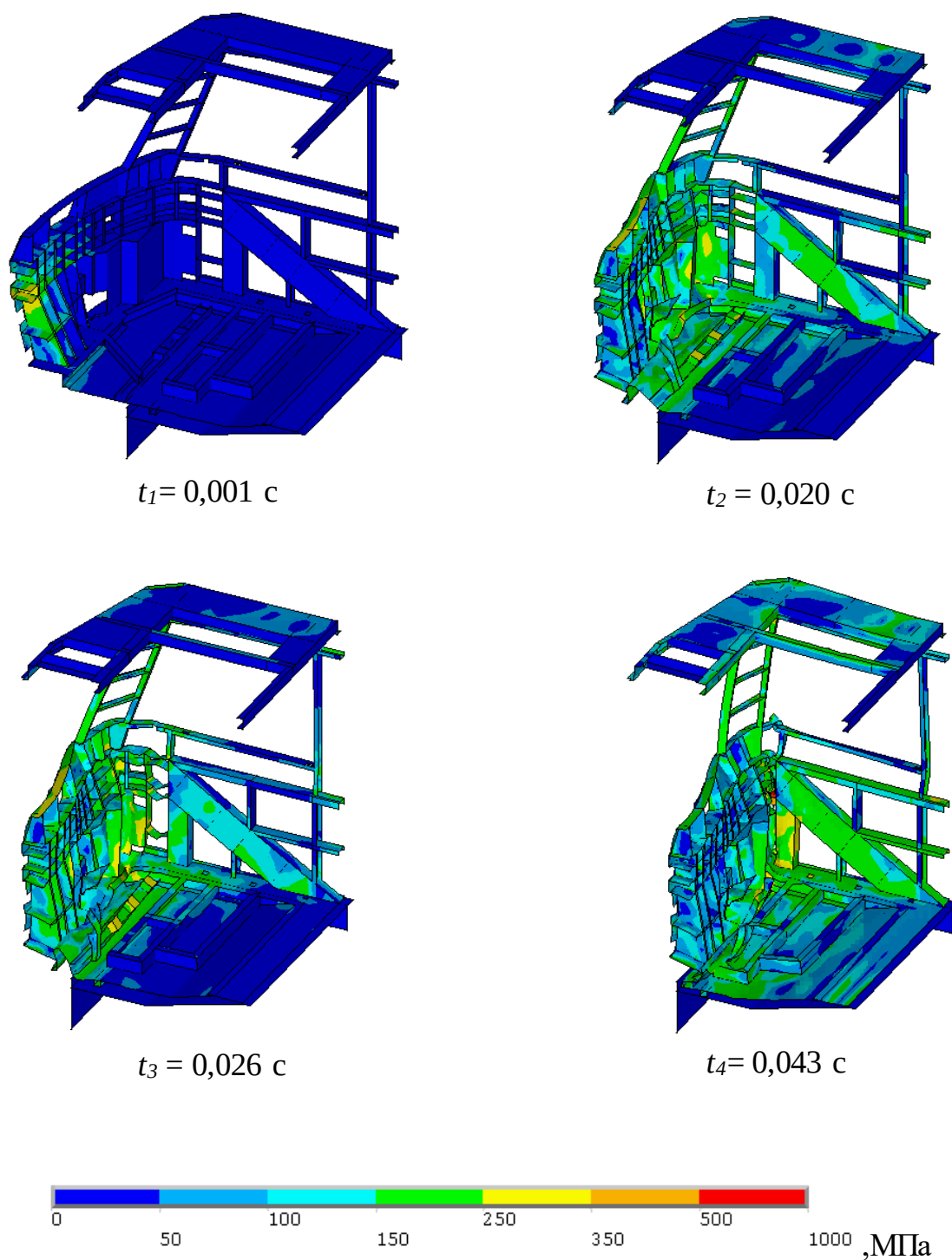


Рисунок 5.2 – НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины
в разные моменты времени (сценарий 1, расчет 1)

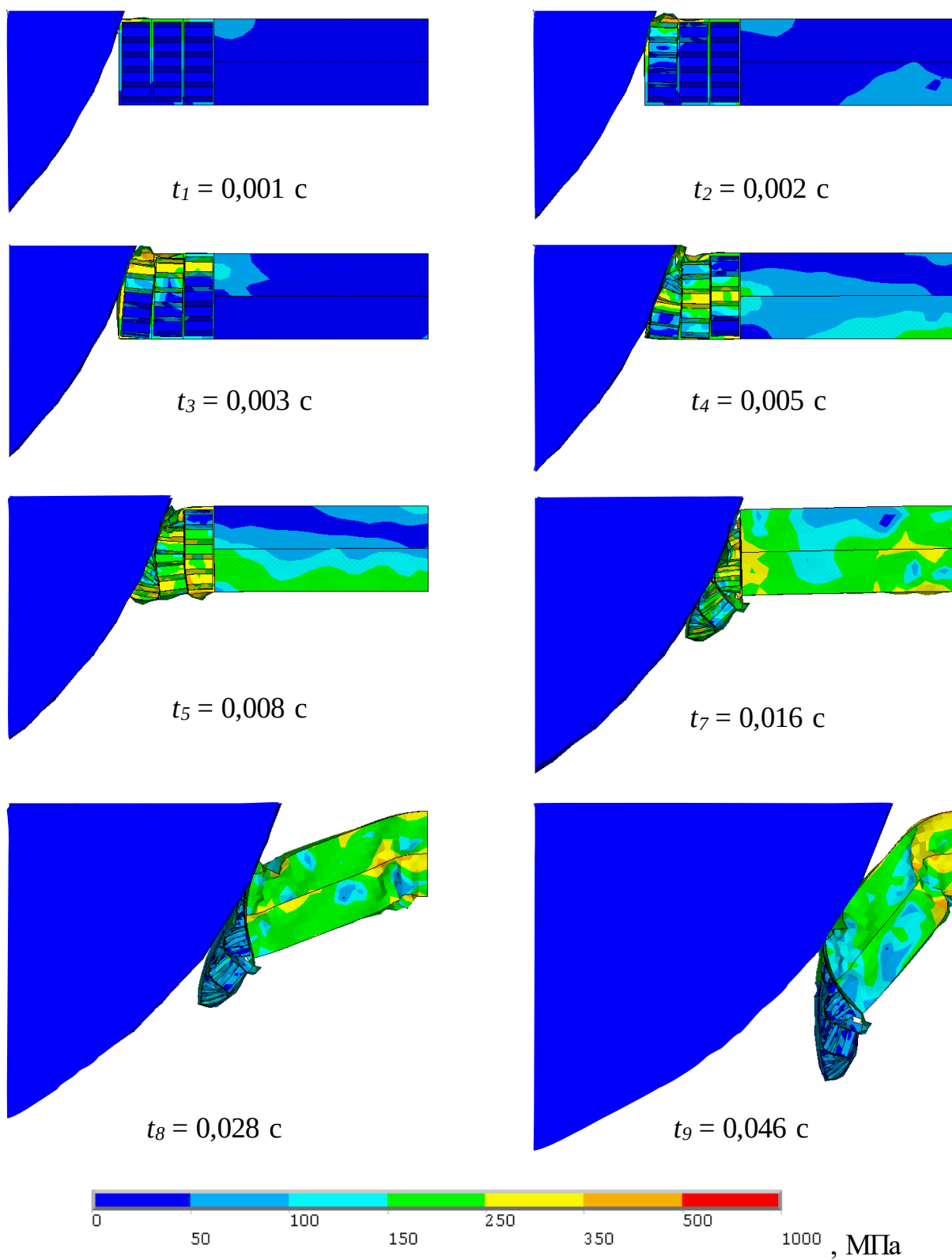


Рисунок 5.3 – НДС жертвенного элемента в разные моменты времени
(сценарий 1, расчет 2)

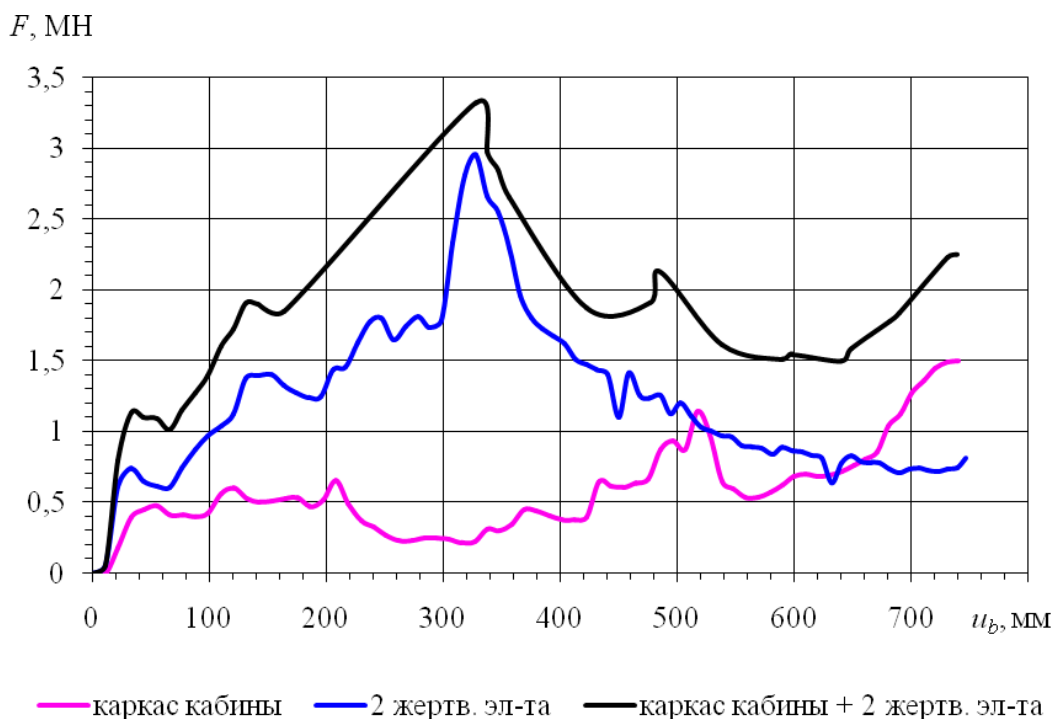


Рисунок 5.4 – Зависимости контактного усилия от продольного перемещения центра масс бойка при ударе недеформируемым цилиндром (сценарий 1)

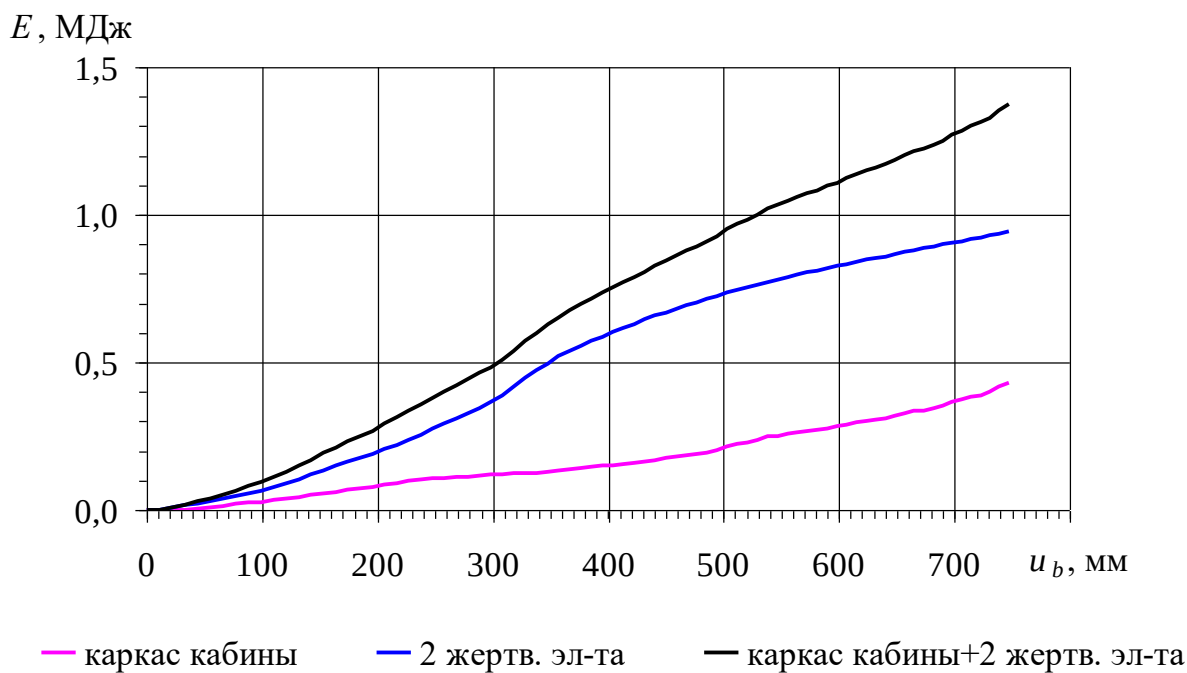


Рисунок 5.5 – Диаграммы энергопоглощения при деформировании элементов передней части локомотива (сценарий 1)

В целом, проведенные исследования показали необходимость доработки модели препятствия в тестовом сценарии 1, поскольку низко расположенный от головки рельса недеформируемый цилиндр не соответствует реальным условиям столкновения локомотива с МТС, в частности с автоцистерной, на железнодорожном переезде. Выполненные исследования послужили основанием для обоснованного введения изменений в “Технические требования...” 2010 г. [62] с целью замены модели МТС на деформированную стенку в новой редакции “Технических требований ...” 2011 г. [61].

Согласно тестовому сценарию 2 столкновения со скоростью 36 км/ч локомотива с грузовым вагоном массой 80 т проведены исследования НДС элементов базовой конструкции кабины машиниста с учетом и без учета жертвенных элементов при ударе недеформируемой вертикальной стенкой массой 80 т, которая движется со скоростью 36 км/ч. Схема взаимодействия элементов передней части локомотива с бойком приведена ранее на рис. 4.2.

Поставленная задача также решена с использованием результатов двух расчетов по оценке упругопластического деформирования:

- базовой конструкции каркаса при ударе телом массой 80 т со скоростью 36 км/ч (расчет 3);
- жертвенного элемента, установленного на концевой части рамы электровоза, при рассматриваемом ударе (расчет 4, результаты см. в подразделе 3.3).

На рис. 5.6 показано НДС элементов базовой конструкции каркаса в разные моменты времени (расчет 3). Установлено, что при продольном перемещении бойка на 700 мм энергопоглощение составляет порядка 0,3 МДж, контактное усилие не превышает 1,2 МН. На рис. 5.7 и 5.8 представлены соответственно зависимости контактных усилий и энергии, поглощаемой при деформации элементов конструкции каркаса кабины (линия “каркас кабины”) согласно расчету 3, двух жертвенных элементов (линия “2 жертв. эл-та”) согласно расчету 4, а также при совместной деформации двух жертвенных элементов и конструкции каркаса кабины (линия “каркас кабины + 2 жертв. эл-та”) от продольного перемещения центра масс бойка при ударе.

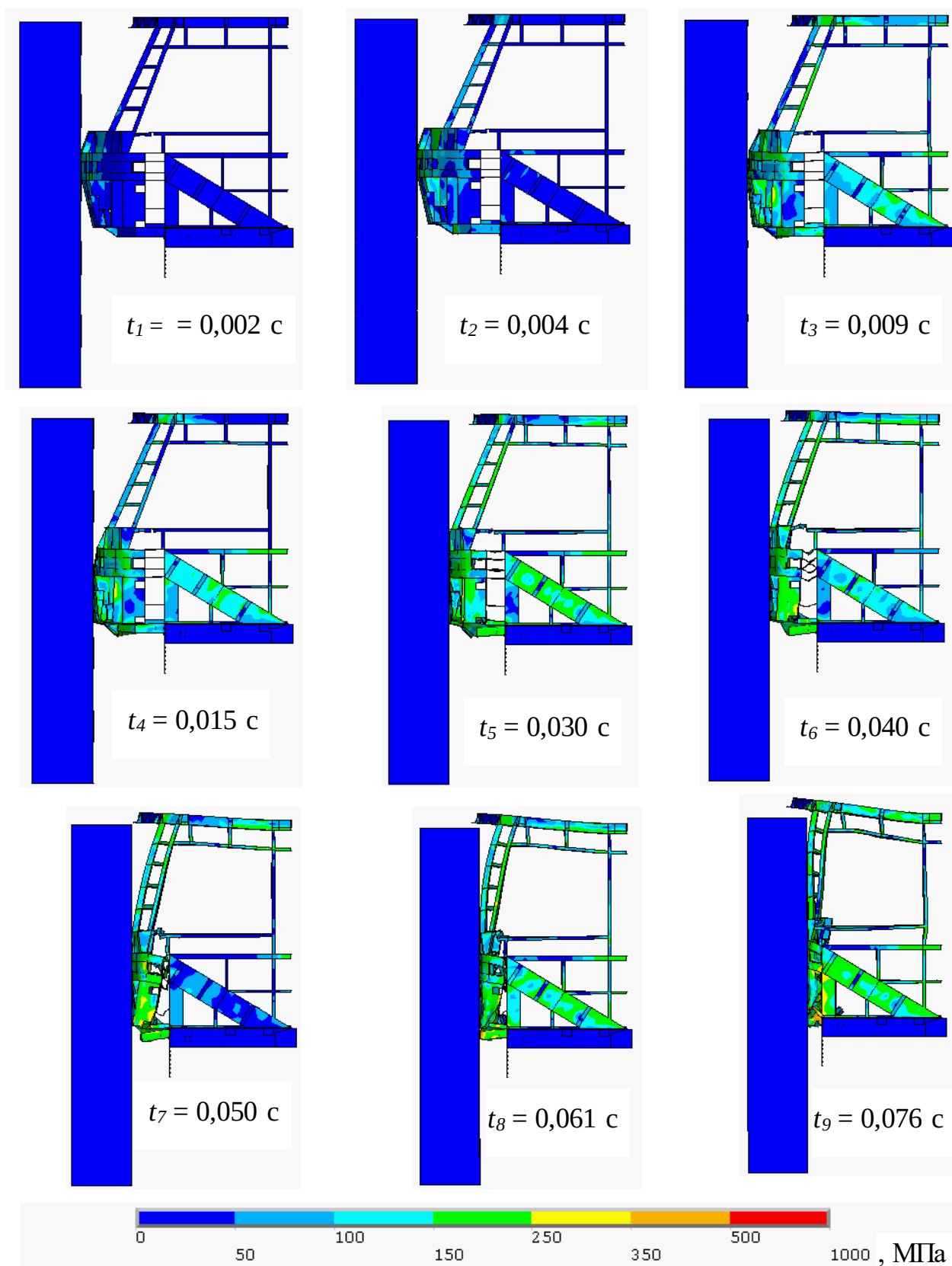


Рисунок 5.6 – НДС элементов базовой конструкции каркаса в разные моменты времени (сценарий 2, расчет 3)

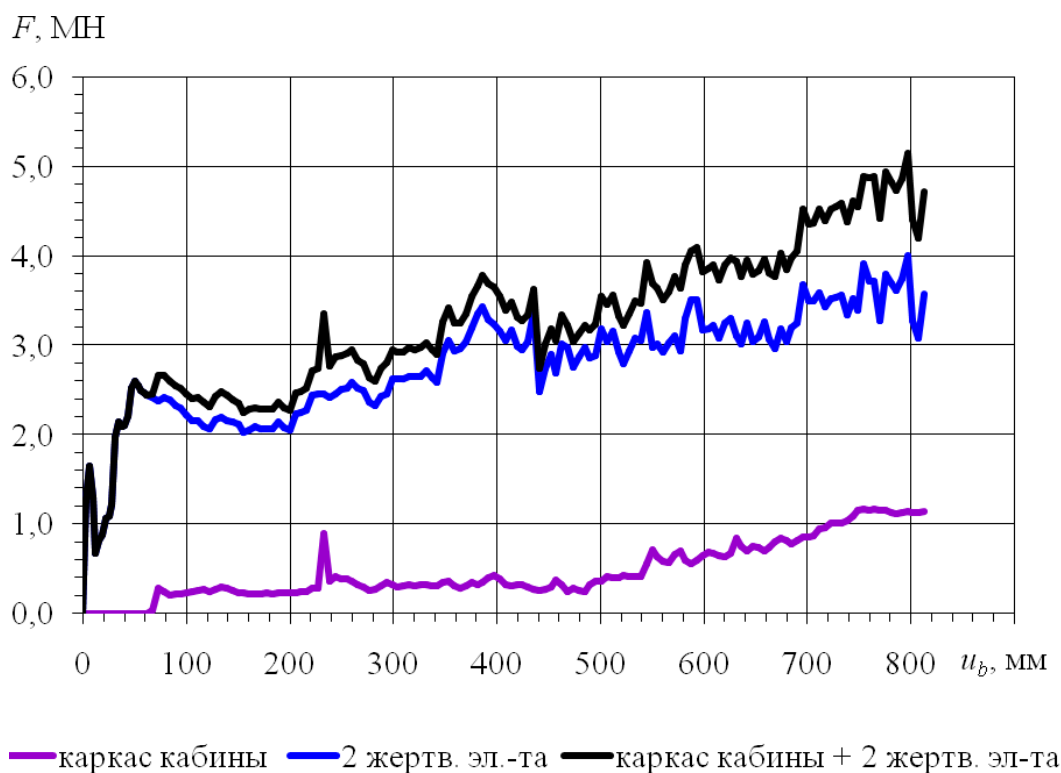


Рисунок 5.7 – Зависимость контактного усилия F от перемещения u_b при ударе (сценарий 2, базовая конструкция каркаса)

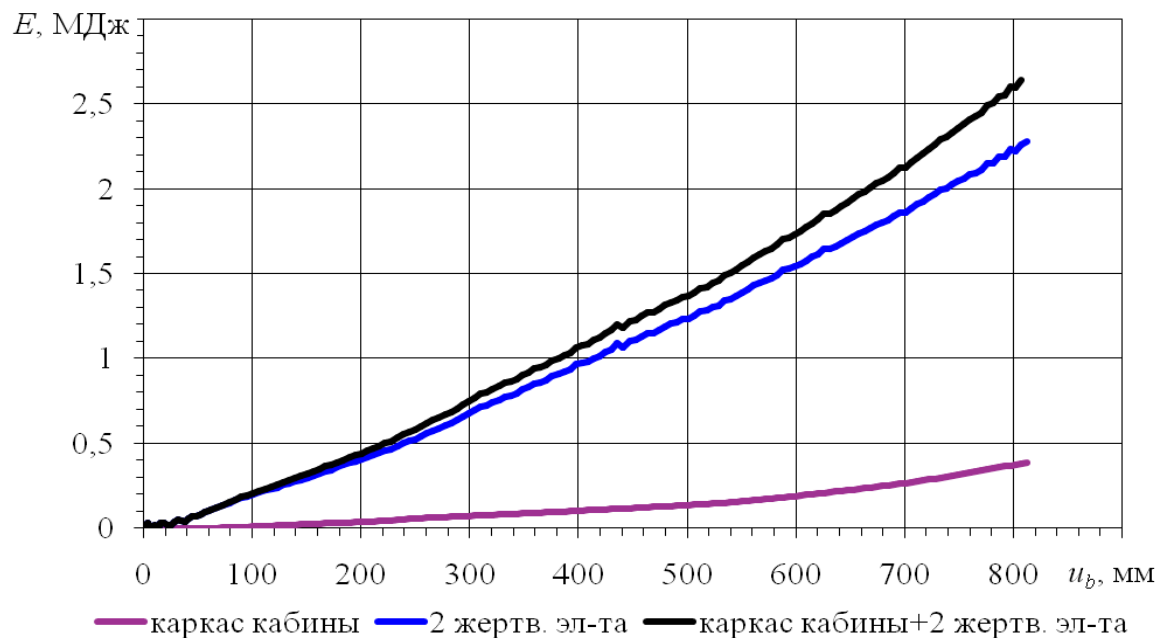


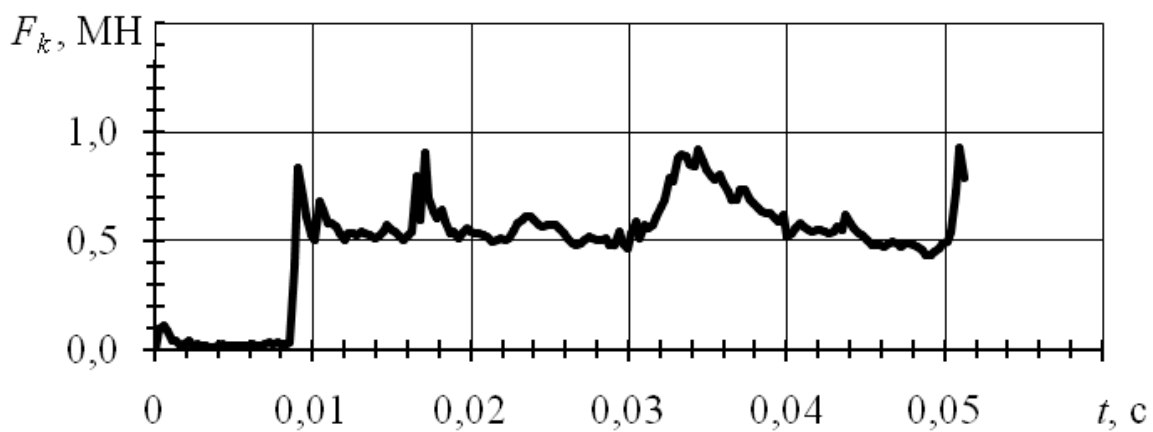
Рисунок 5.8 – Диаграммы энергопоглощения при ударе (сценарий 2, базовая конструкция каркаса)

Анализ полученных результатов показал, что при аварийном столкновении локомотива с грузовым вагоном (сценарий 2) энергия удара поглощается, в первую очередь, за счет пластического деформирования и разрушения жертвенных элементов и жертвенной зоны каркаса кабины без значительных остаточных деформаций в зоне безопасности. Базовая конструкция каркаса кабины машиниста в случае аварийного столкновения локомотива с загруженным грузовым вагоном массой 80 т с относительной скоростью 36 км/ч позволяет за счет контролируемой деформации элементов СПБ обеспечить поглощение энергии 2,1 МДж при продольном перемещении бойка на 700 мм без превышения допустимого уровня (5g) продольного ускорения в зоне безопасности и без превышения силой, действующей на раму кузова локомотива, уровня 4,2 МН.

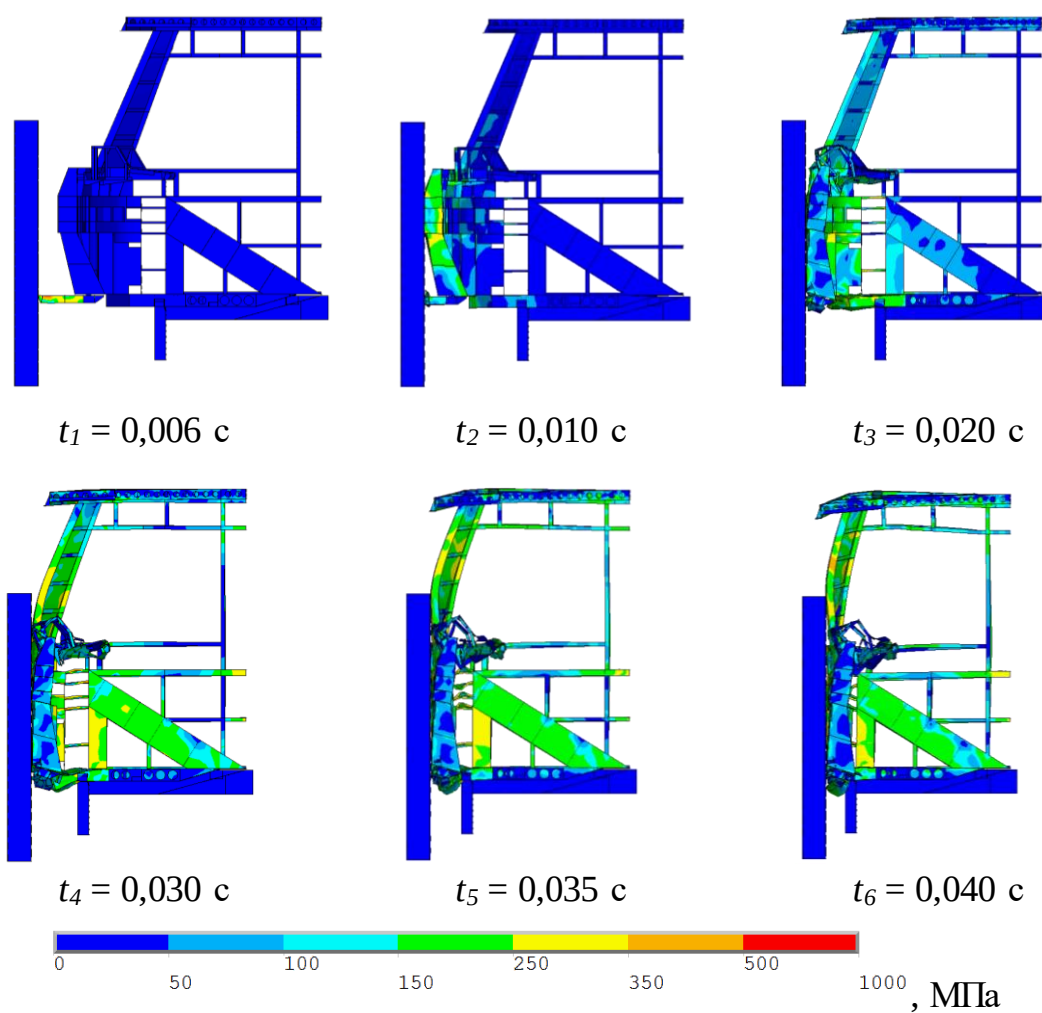
Проведены исследования доработанной конструкции каркаса кабины машиниста, оборудованной пультом управления, при сверхнормативных нагрузках, соответствующих двум выбранным сценариям столкновений.

Схемы взаимодействия элементов доработанной конструкции кабины с бойком при ударных воздействиях, характеризующих рассматриваемые сценарии столкновения, приведены ранее на рис. 4.6. Геометрическая модель доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления показана на рис. 4.5, материалы конструкции – на рис. 4.7, конечно-элементная схема – на рис. 4.8, граничные условия – на рис. 4.9.

На рис. 5.9 – 5.11 приведены результаты моделирования НДС жертвенного элемента и элементов доработанной конструкции каркаса кабины при ударе согласно сценарию 1. Установлено, что в результате совместной деформации конструкции каркаса кабины с пультом управления и двух жертвенных элементов при продольном перемещении бойка на ≈ 700 мм может быть поглощена энергия порядка 2 МДж. При этом в зоне безопасности остается пространство длиной более 750 мм, а уровень продольного ускорения в зоне безопасности менее 5g.



a)



б)

Рисунок 5.10 – Зависимость контактного усилия от времени (а) и НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины в разные моменты времени (б) (сценарий 1)

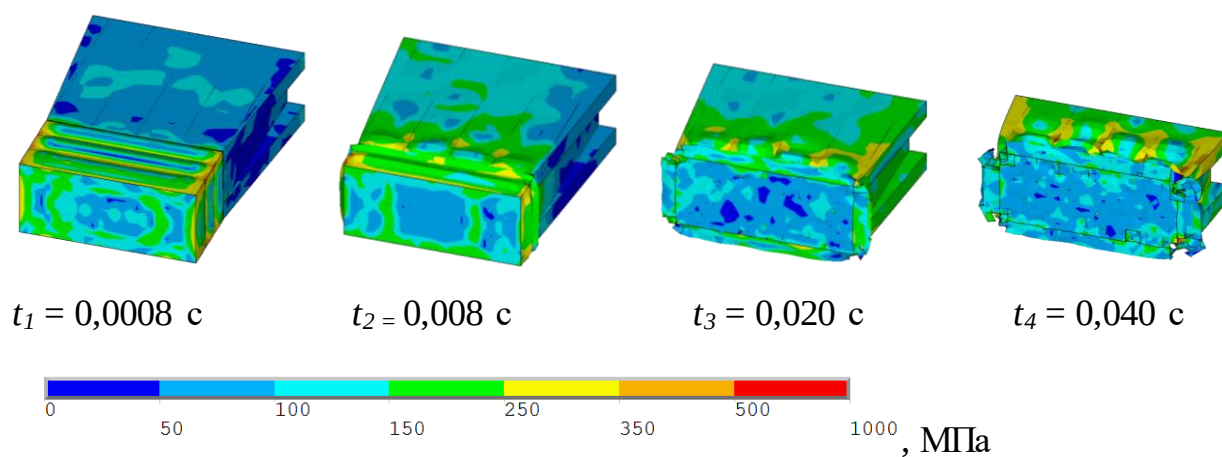


Рисунок 5.10 – НДС жертвенного элемента в разные моменты времени (сценарий 1)

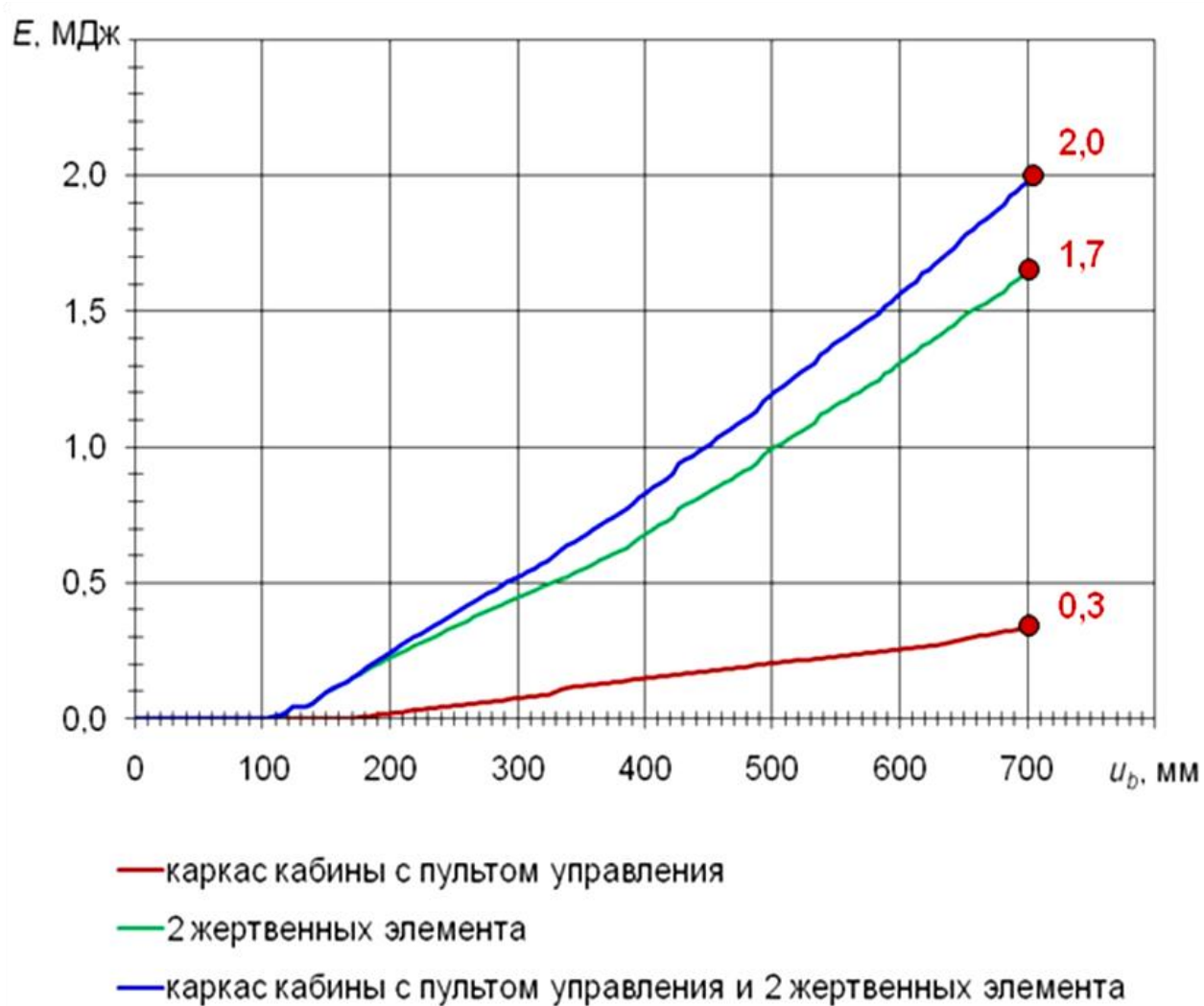


Рисунок 5.11 – Диаграммы энергопоглощения при ударе
(сценарий 1, доработанная конструкция каркаса)

Результаты моделирования деформирования жертвенного элемента и элементов доработанной конструкции каркаса кабины при ударе согласно сценарию 2 приведены на рис. 5.12 – 5.14. На рис. 5.13 и 5.14 показаны зависимости контактных усилий (между элементами конструкции передней части электровоза и бойком) при ударе и энергии, поглощаемой соответственно при деформации конструкции каркаса кабины с пультом управления (линии “кабина с пультом”), двух жертвенных элементов (линии “два жертвенных элемента”), а также при совместной деформации жертвенных элементов и конструкции каркаса (линии “кабина с пультом и два жертвенных элемента”) от продольного перемещения центра масс бойка.

Установлено, что при столкновении согласно сценарию 2 происходит контролируемое пластическое деформирование и разрушение жертвенных элементов и жертвенной зоны каркаса кабины. В результате совместной деформации жертвенной зоны каркаса кабины и двух жертвенных элементов в аварийной ситуации может быть поглощена кинетическая энергия порядка 2,1 МДж (1,8 МДж за счет деформации 2-х жертвенных элементов и 0,3 МДж за счет деформации жертвенной зоны кабины). В зоне безопасности сохраняется пространство более 750 мм, а уровень продольного ускорения в ней не превышает допустимого значения 5g. Сила, действующая на раму кузова локомотива, не превышает значения, допустимого разработанными требованиями по пассивной безопасности локомотива. Следовательно, доработанная конструкция каркаса кабины удовлетворяет требованиям ТЗ и разработанным требованиям по пассивной безопасности локомотива.

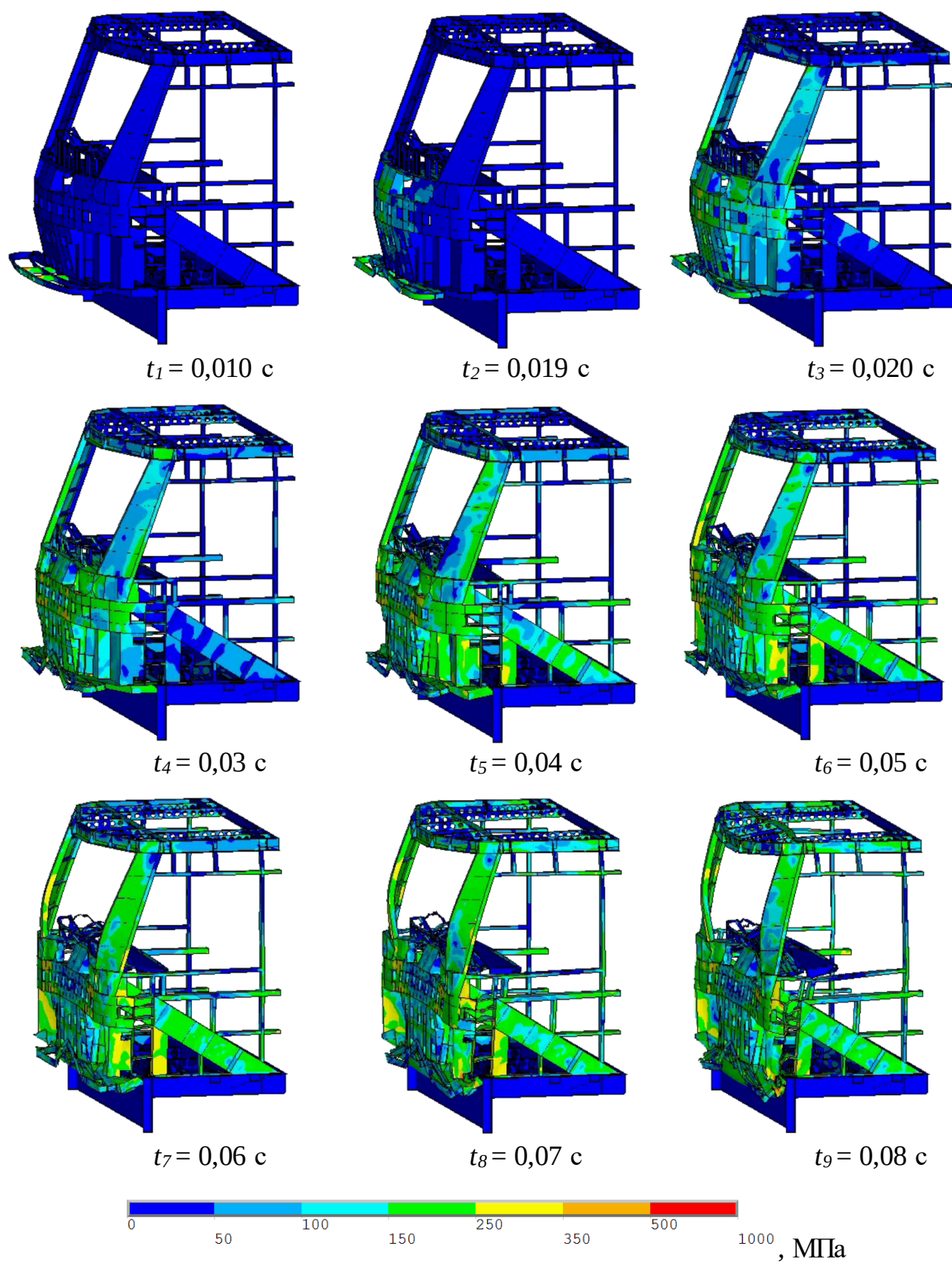


Рисунок 5.12 – НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины в разные моменты времени (сценарий 2)

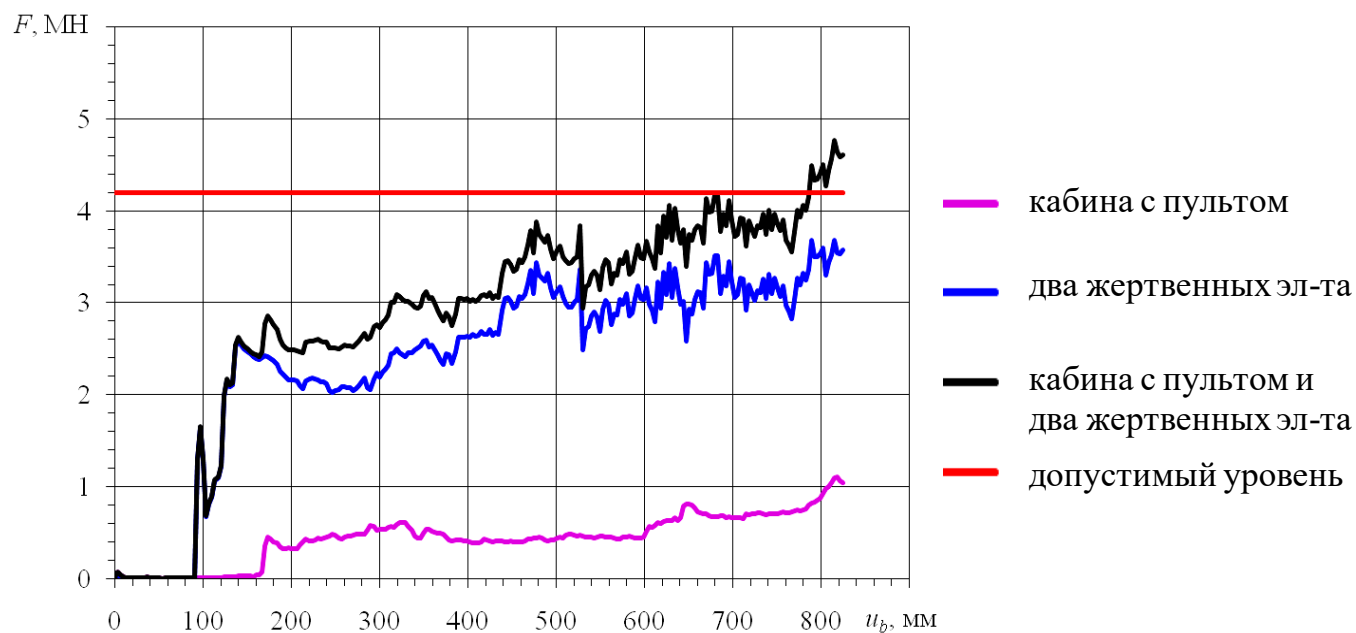


Рисунок 5.13 – Зависимость контактного усилия F от перемещения u_b при ударе (сценарий 2, доработанная конструкция каркаса)

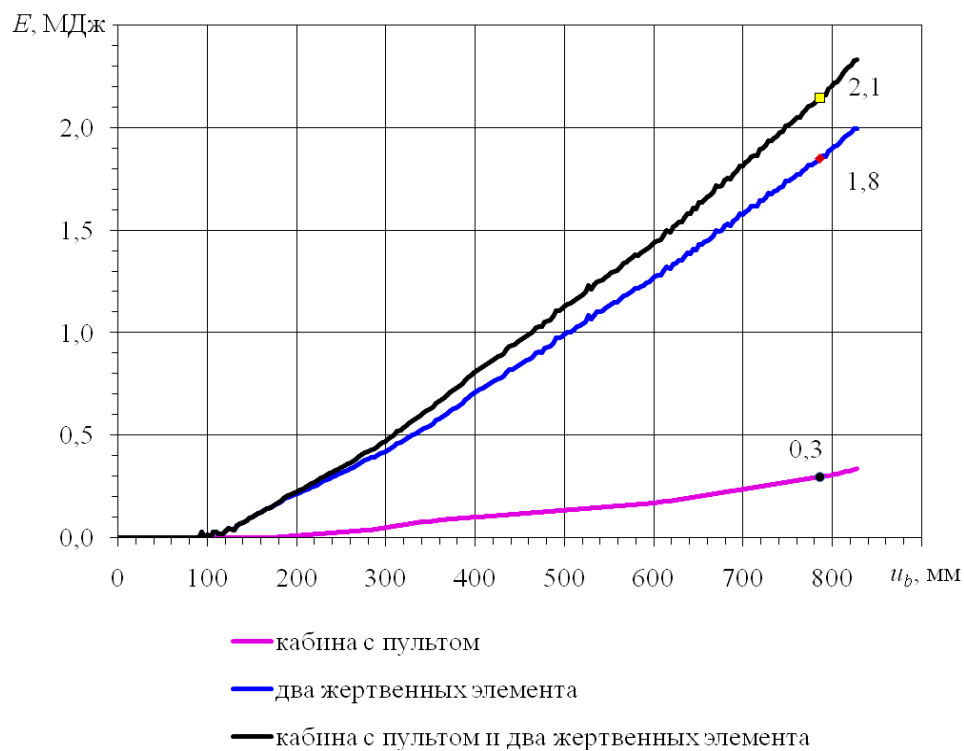


Рисунок 5.14 – Диаграммы энергопоглощения при (сценарий 2, доработанная конструкция каркаса)

5.2 Оценка прочности конструкции каркаса кабины, включающего жертвенную зону, при заданной статической продольной нагрузке на элементы его подоконной части

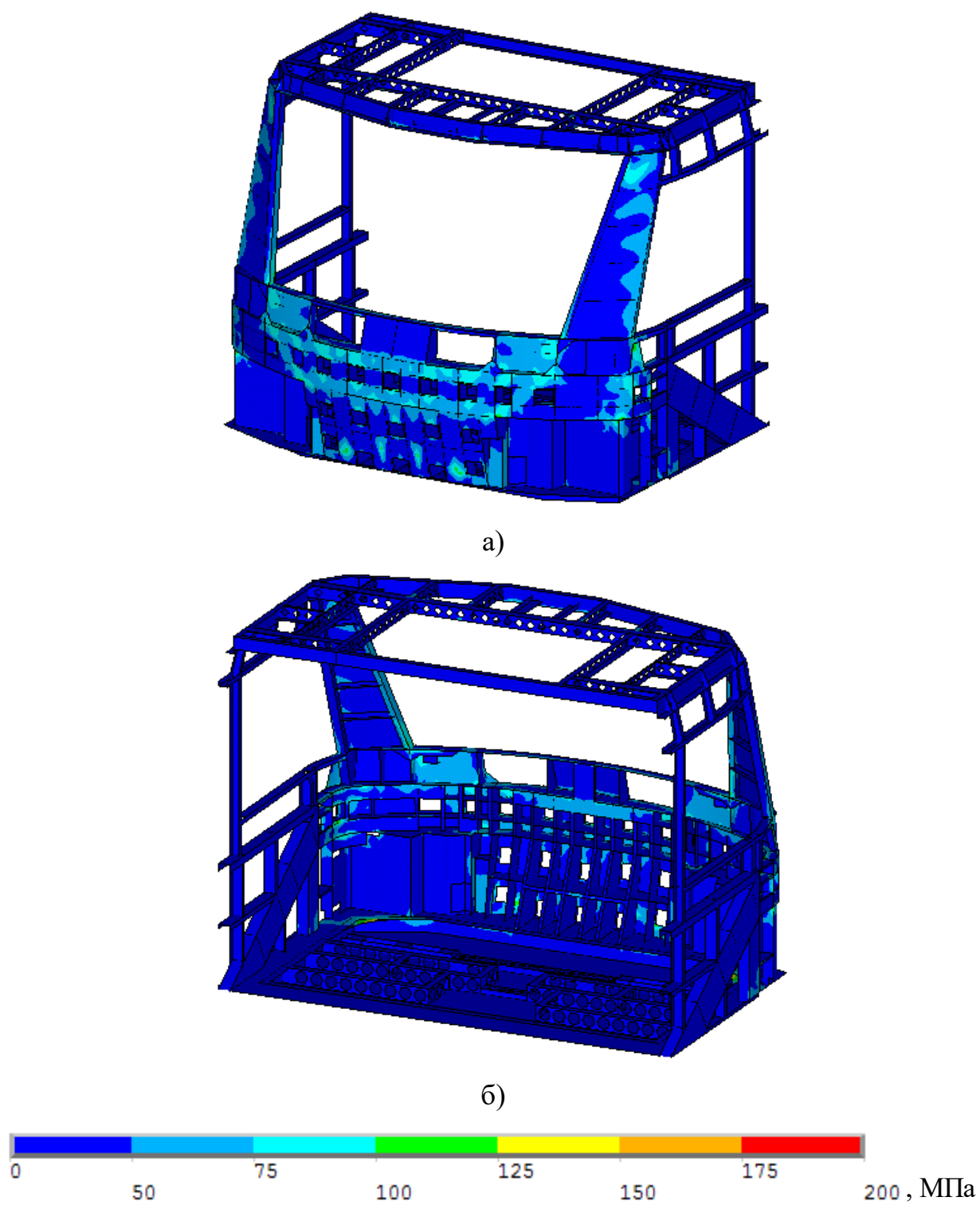
Конструкция кабины машиниста, предназначенная для установки на магистральном скоростном локомотиве (электровозе ЭП20) со сроком службы 40 лет, должна соответствовать требованиям ТЗ (см. подраздел 3.2) по прочности. Поэтому для доработанной конструкции каркаса кабины проведены исследования НДС ее элементов при статической продольной нагрузке 290 кН на элементы лобовой стенки.

Геометрическая модель доработанной конструкции каркаса для статического расчета приведена на рис. 4.10, конечно-элементная схема – на рис. 4.11, граничные условия – на рис. 4.12, а схема действия статической продольной нагрузки 290 кН – на рис. 4.13. Полученные результаты расчета приведены на рис. 5.15 – 5.16.

Значения максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$, полученные расчетным путем, и значения допускаемых напряжений $[\sigma]$ в элементах конструкции каркаса, изготовленных из разных материалов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Максимальные значения эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$, полученные расчетным путем, и значения допускаемых напряжений $[\sigma]$ в элементах конструкции каркаса, изготовленных из разных материалов

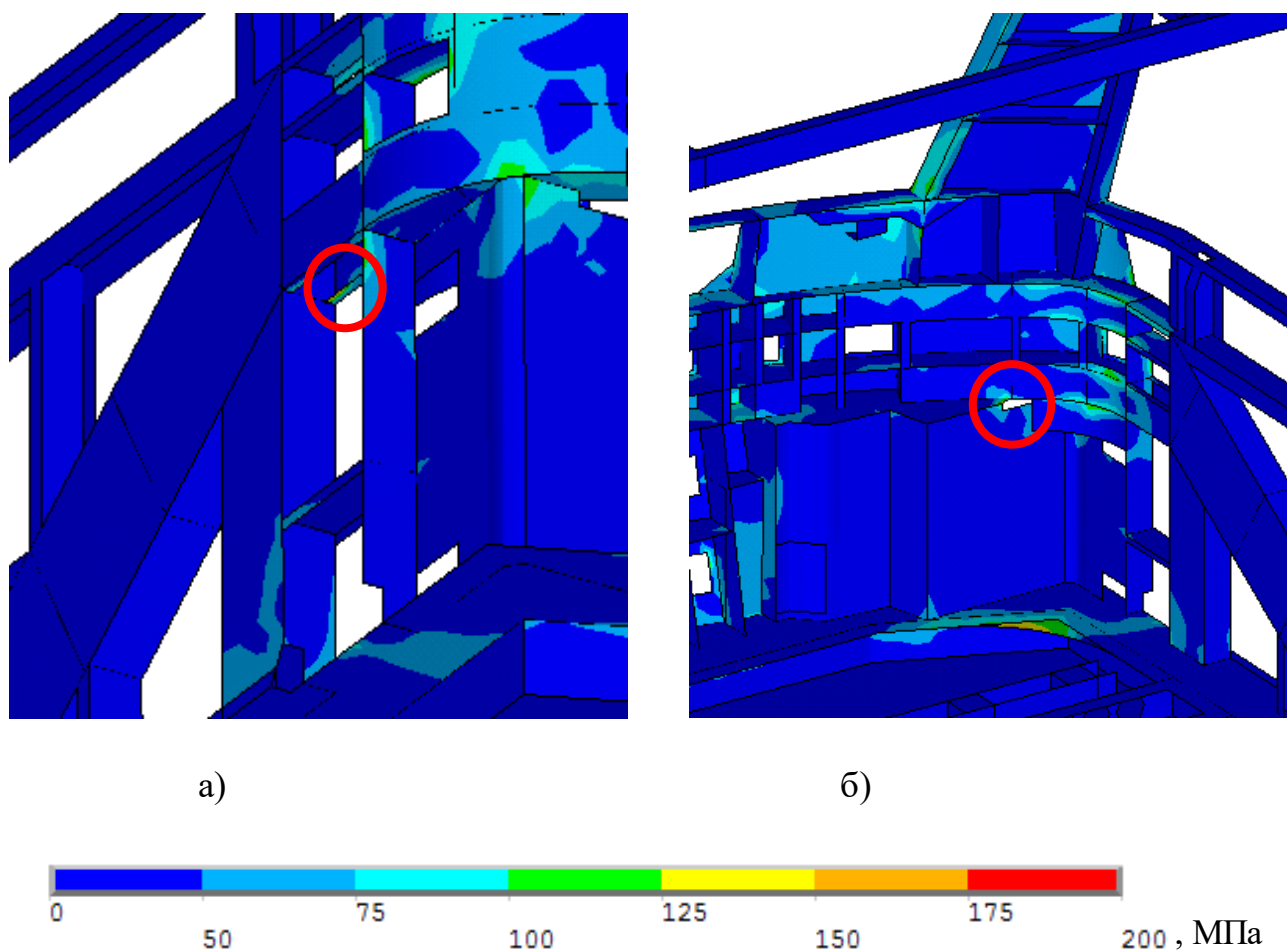
Материал	$\sigma_{\max}$, МПа	$[\sigma]$, МПа
Ст3	182	255
09Г2С	167	345



а) – вид спереди;

б) – вид сзади

Рисунок 5.15 – НДС элементов доработанной конструкции каркаса
при статической нагрузке 290 кН



а) – сталь марки 09Г2С;

б) – сталь марки Ст3

Рисунок 5.16 – НДС наиболее нагруженных элементов доработанной конструкции каркаса, изготовленных из разных материалов

Таким образом, результатами конечно-элементного математического моделирования НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины при статическом продольном воздействии равномерно распределенной силы 290 кН на элементы лобовой стенки подтверждено выполнение нормативных требований по его прочности.

5.3 Использование результатов выполненных исследований при создании модульной кабины машиниста электровоза ЭП20

Результаты исследований, выполненных в рамках диссертационной работы, использованы при создании кабины машиниста пассажирского локомотива нового поколения с системой пассивной безопасности при аварийных столкновениях с препятствием на железнодорожном пути. Первым шагом в направлении разработки принципиально нового тягового подвижного состава стало создание магистрального электровоза ЭП20 с элементами СПБ (рис. 5.17).



Рисунок 5.17 – Электровоз ЭП20

На сегодняшний день этот электровоз является самым мощным в мире (7200 кВт) односекционным шестиосным пассажирским электровозом двойного питания. Электровоз ЭП20 является первым в серии локомотивов пятого поколения

для железных дорог с шириной колеи 1520 мм. Конструктивная платформа ЭП20 должна стать основой для создания различных серий пассажирских и грузовых электровозов. Электровоз ЭП20 создан Трансмашхолдингом и французской компанией Alstom на базе НЭВЗа (Россия) с участием ООО «ТКПП «МДС» и ИТМ НАНУ и ГКАУ (Украина). Модульная кабина машиниста электровоза ЭП20 с элементами СПБ для электровоза ЭП20 была изготовлена в Украине «ТКПП «МДС» под руководством диссертанта.

Модульная кабина электровоза ЭП20 – это отдельный сборочный модуль с современным интерьером, укомплектованный необходимым оборудованием и подготовленный для установки на платформу локомотива, предназначенного для движения по колее 1520 мм со скоростью до 200 км/ч. Быстроразъемные соединения на задней стенке кабины используются для крепления кабины на кузове. Они обеспечивают возможность установки (снятия) кабины на электровоз при его изготовлении и при эксплуатации.

Конструкция модульной кабины машиниста разработана с учетом норм безопасности, требований безопасности труда локомотивных бригад, санитарно-гигиенических и эргономических норм и правил РФ. Внешняя оболочка кабины, которая одевается на металлический силовой каркас, и нижний обтекатель изготовлены из стеклопластика и имеют защитный слой, предохраняющий их поверхность от механических повреждений и стирания. Используемые неметаллические материалы соответствуют нормам пожарной и экологической безопасности. Дизайн внутреннего помещения является современным и гармоничным. Для отделки интерьеров применяются новейшие полимерные материалы. Они отвечают современным требованиям санитарной функциональной и экологической безопасности. Стены и потолок кабины отделаны панелями из термоформованного пластика и стеклопластика. В кабине располагаются места машиниста и помощника машиниста, а так же сидение машиниста-инструктора. Кресла соответствуют антропологическим и физиологическим особенностям человека. На пультах машиниста и помощника предусмотрены

места для размещения документов с местным освещением. В кабине установлена система видеонаблюдения и новый бесконтактный контроллер машиниста.

Кабина оснащена управляемой с пульта машиниста системой автоматического поддержания параметров микроклимата при эксплуатации во всех климатических зонах стран Европы, Балтии, а также в России и Казахстане.

Интерьер модульной кабины машиниста электровоза ЭП20 показан на рис. 5.18.



Рисунок 5.18 – Интерьер модульной кабины машиниста локомотива ЭП20

Первый опытный образец модульной кабины машиниста электровоза ЭП20 представлен на выставке ИнноТранс 2010 [83] в Берлине (рис. 5.19).



Рисунок 5.19 – Опытный образец модульной кабины машиниста
на выставке ИнноТранс 2012 в Берлине

Разработанная модульная кабина машиниста локомотива нового поколения с элементами СПБ это первый важный шаг в решении проблемы пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм.

1 декабря 2012 г. первый электровоз серии ЭП20 с разработанной кабиной машиниста введен в эксплуатацию. В настоящее время на железных дорогах России эксплуатируются 42 электровоза серии ЭП20 с элементами СПБ.

5.4 Выводы

Проведено исследование НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины машиниста с учетом и без учета жертвенных элементов при сверхнормативных ударах, которые соответствует сценарию 1 столкновения локомотива с МТС на железнодорожном переезде российских требований по пассивной безопасности [62]. Выполненные исследования показали необходимость доработки модели препятствия в сценарии 1, поскольку низко расположенный от головки рельса недеформируемый цилиндр не соответствует реальным условиям столкновения локомотива с МТС, в частности с автоцистерной, на железнодорожном переезде. Выполненные исследования послужили основанием для обоснованного введения изменений в “Технические требования...” 2010 г. [62] с целью замены модели МТС на деформированную стенку в новой редакции “Технических требований ...” 2011 г. [61].

Проведены исследования НДС элементов базовой конструкции каркаса кабины машиниста с учетом и без учета жертвенных элементов при ударе недеформируемой вертикальной стенкой массой 80 т со скоростью 36 км/ч согласно сценарию 2 столкновения электровоза с грузовым вагоном российских требований по пассивной безопасности [62]. Установлено, что за счет работы СПБ можно обеспечить поглощение энергии порядка 2,1 МДж при продольном перемещении бойка на 0,7 м без превышения допустимого уровня (5g) продольного ускорения в зоне безопасности. Таким образом, базовая конструкция каркаса кабины соответствует разработанным требованиям по пассивной безопасности локомотива.

Базовая конструкция каркаса модульной кабины машиниста для электровоза ЭП20 была доработана с целью снижения ее веса и обеспечения требуемой согласно ТЗ прочности. Выполнены исследования НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины при продольном воздействии 290 кН на элементы лобовой стенки. В результате проведенных исследований подтверждено соответствие доработанной

конструкции каркаса кабины предъявляемым нормативным требованиям по прочности.

Выполнен анализ НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления при ударе согласно тестовым сценариям столкновения на переезде и с грузовым вагоном. Модели препятствий соответствуют российским “Техническим требованиям к системе пассивной безопасности...” 2011 г. [61] Полученные результаты подтверждают соответствие доработанной конструкции каркаса кабины приведенным в подразделе 3.2 требованиям по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива для железных дорог колеи 1520 мм.

Основные научные результаты раздела опубликованы в работах [4 – 7, 9, 10, 12 – 14].

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена актуальная научно-прикладная задача в области железнодорожного транспорта: повышение пассивной безопасности локомотива при аварийных столкновениях путем создания кабины машиниста с жертвенной зоной, зоной безопасности и устройствами поглощения энергии.

Основные научные результаты, выводы и практические рекомендации диссертации заключаются в следующем.

1. На основе результатов анализа мирового опыта по пассивной защите локомотива при аварийных столкновениях с препятствием обоснована необходимость и актуальность разработки с использованием современных технологий математического моделирования принципиально новой кабины машиниста с жертвенной зоной, зоной безопасности и устройствами поглощения энергии.

2. Разработаны основные требования по пассивной безопасности скоростного пассажирского локомотива, построены концептуальные диаграммы деформирования элементов СПБ при сверхнормативных ударах, характеризующих аварийные столкновения локомотива с препятствием на переезде (сценарий 1) и с грузовым вагоном (сценарий 2).

3. Разработана конструктивно-компоновочная схема кабины машиниста с элементами СПБ. Определены требования к УПЭ в концевых частях рамы кузова локомотива. Разработана и запатентована конструкция УПЭ коробчатого типа, содержащая сотовые пакеты. Определены параметры УПЭ энергоемкостью 1,1 МДж. Выполнен крэш тест УПЭ на испытательном полигоне в г. Герлиц (Германия) и получено удовлетворительное согласование результатов крэш теста с расчетными данными.

4. Разработаны научно-методическое обеспечение и конечно-элементные модели для исследования НДС элементов конструкций каркасов кабин при сверхнормативных ударах с учетом геометрической и физической нелинейностей, зависимо-

сти предела текучести стали от скорости деформации, переменного контактного взаимодействия элементов конструкций с препятствием и между собой. Приемлемость использования разработанного научно-методического обеспечения подтверждена удовлетворительным согласованием результатов расчетов пластического деформирования жертвенных элементов в виде перфорированных трубчатых конструкций при продольных ударах с малой скоростью и данных исследовательских испытаний экспериментальных образцов этих конструкций при сжатии.

5. Разработаны конечно-элементные модели для анализа деформирования элементов конструкций каркаса кабины машиниста локомотива нового поколения с СПБ при продольной статической нагрузке на элементы лобовой стенки.

6. С использованием разработанных научно-методического обеспечения и конечно-элементных моделей проведен комплекс исследований и определены параметры базовой конструкции каркаса кабины. Выполнен анализ НДС ее элементов, в том числе с учетом УПЭ, при ударах согласно тестовому сценарию 1 (столкновение с МТС в виде недеформированного цилиндра) и сценарию 2. Результаты исследования по сценарию 1 послужили основанием для введения изменений в российские «Технические требования к системе пассивной безопасности ...» 2010 г. с целью замены модели МТС на деформируемую стенку. Установлено, что при ударах согласно сценарию 2 базовая конструкция каркаса кабины соответствует разработанным требованиям по пассивной безопасности локомотива.

7. Проведена доработка базовой конструкции каркаса кабины с целью снижения ее веса и обеспечения требуемой прочности. Соответствие доработанной конструкции каркаса нормативным требованиям по прочности подтверждено путем оценки НДС ее элементов при статической нагрузке на элементы лобовой стенки.

8. Выполнены исследования НДС элементов доработанной конструкции каркаса кабины с пультом управления и УПЭ при ударах согласно тестовым сценариям столкновений. Показано, что энергия, поглощаемая в результате совместной деформации жертвенной зоны каркаса кабины двух УПЭ, равна 2 МДж. При этом в зоне

безопасности сохраняется пространство более 750 мм для выживания локомотивной бригады, уровень продольного ускорения в этой зоне и сила, действующая на раму кузова локомотива, не превышают значений, допустимых требованиями по пассивной безопасности локомотива.

9. На основе результатов выполненных исследований разработана, изготовлена и внедрена в производство модульная кабина машиниста электровоза ЭП20 с СПБ. В 2012 г. электровоз ЭП20 с разработанной кабиной введен в эксплуатацию. В настоящее время в эксплуатации находятся 42 электровоза серии ЭП20 с элементами СПБ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Азарченков А. А. Разработка методики оценки аварийной нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях: Автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2005. – 20 с.
2. Александров А.В. Основы теории упругости и пластичности / А.В. Александров, В.Д. Потапов. – М.: Высшая школа, 1990. – 400 с.
3. Аллен Р. Передовые технологии для железнодорожного транспорта / Р. Аллен // Железные дороги мира. – 2004. – № 10. – С. 43 – 44.
4. Андреев А. А. Развитие мощностей для производства нового подвижного состава / А. А. Андреев // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 11. – С. 49 – 52.
5. Батуев Г. С. Инженерные методы исследований ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. – М. : Машиностроение, 1977. – 240 с.
6. Бахвалов Н. С. Численные методы / Н. С.Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. – М. : Наука, 1986. – 600 с.
7. Беляев В. И. Обеспечение безопасности пассажиров поезда постоянного формирования при аварийных соударениях / В. И. Беляев, Ю. М. Черкашин, Ю. Н. Койчев // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 4. – С. 12 – 15.
8. Беляев В. И. Разработка системы безопасности пассажирского поезда при аварийных соударениях / В. И. Беляев, Ю. М. Черкашин, Д. А. Ступин // Транспорт : збірник наукових праць. – 2000. – Вип. 6. – С. 11 – 13.
9. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.
10. Богомаз Г. И. Анализ характера деформирования жертвенных элементов, предназначенных для защиты пассажирских вагонов, при сверхнормативных сжимающих нагрузках / Г. И. Богомаз, М. Б. Кельрих, М. Б. Соболевская,

- И. К. Хрущ, Д. В. Горобец // Транспортні системи і технології : збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. – 2007. – № 12. – С. 12 – 19.
11. Богомаз Г. И. Повышение безопасности пассажирского поезда при аварийных ситуациях / Г. И. Богомаз, А. Д. Лашко, А. Н. Пшинько, О. А. Шкабров, Г. С. Игнатов // Залізничний транспорт України. – 2007. – № 4. – С. 44 – 48.
 12. Богомаз Г. И. Экспериментальная отработка жертвенных элементов для защиты пассажирских вагонов в аварийной ситуации / Г. И. Богомаз, В. С. Гудрамович, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, М. А. Демешко // Вестник Днепропетровского национального университета. – 2007. – Т. 2, вып. 11. – С. 19 – 28.
 13. Вержбицкий В. М. Численные методы (математический анализ и обыкновенные дифференциальные уравнения) : учеб. пособие для ВУЗов / В. М. Вержбицкий. – М. : ООО Издательский дом ОНИКС 21 век, 2005. – 400 с.
 14. Гольдин С. Л. Зарубежный опыт стандартизации для обеспечения безопасности пассажиров при авариях поездов // Железные дороги мира. – 2010. – № 2. – С. 62 – 69.
 15. Демин Ю. В., Богомаз Г. И., Науменко Н. Е. Динамика машиностроительных и транспортных конструкций при нестационарных воздействиях / Ю. В. Демин, Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко – К.: Наук. думка, 1995. – 188 с.
 16. Диаграммы упругопластического деформирования конструкционных материалов. – Режим доступа : <http://www.toehelp.ru/theory/sopromat/>
 17. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
 18. История работы электровозов ЧС2 53Е0 (232) и 53Е1 (305-404) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://pol-nsk-cs2.su/elektrovoz/cs2/ist53e1.html>
 19. Каплун А. Б. Ansys в руках инженера : Практическое руководство. – М. : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

20. Качанов Л. М. Основы теории пластичности / Л. М. Качанов. – М. : Наука, 1960. – 416 с.
21. Кобищанов В. В. Моделирование аварийных продольных соударений состава пассажирского поезда / В.В. Кобищанов, А.А. Азарченков // Вест. Востоочноукр. нац. ун-та. им. В. Даля. – Луганск, 2005. – № 8. – С. 37 – 40.
22. Кобищанов В. В. Динамическая нагруженность состава пассажирского поезда при аварийных соударениях / В. В. Кобищанов, А. А. Азарченков // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: Тезисы докладов IV Международной научно-технической конференции в Санкт-Петербурге 6.07 – 9.07.2005. – Санкт-Петербург, 2005. –С. 113 – 114.
23. Конструкция кузова локомотивов семейства TRAXX // Железные дороги мира. – 2006. – № 3. – С. 24 – 31.
24. Лазарян В. А. О переходных режимах движения поездов / В. А. Лазарян // Тр. ДНУЖТ. – 1973. – Вып. 152. – С. 3 – 43.
25. Лашко А. Д. Технічні вимоги до тягового рухомого складу нового покоління / А. Д. Лашко, С. Г. Грищенко // Залізничний транспорт України. – 2008. – № 3. – С. 11 – 14.
26. Локомотивы Travca [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.talgo.com/index.php/ru/travca_pro.php
27. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М. : Машиностроение, 1968. – 400 с.
28. Маркова О. М. Повышение безопасности движения железнодорожных экипажей / О. М. Маркова, Н. Е. Науменко, М. Б. Соболевская // Техническая механика. – 2008. – № 2. – С. 58 – 69.
29. Науменко Н.Е. Система пассивной безопасности скоростного пассажирского электровоза / Н. Е. Науменко, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. Ю. Хижа, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, И. Б. Теличко // Тезисы докладов XIII Международной научно-технической конференции “Проблемы механики железнодо-

- рожного транспорта” 23 – 25 мая 2012 г. – Днепропетровск : ДНУЖТ, 2012. – С. 98 – 99.
30. Никольский Л.Н. Исследование напряженного состояния вагона при ударных нагрузках // Техника железных дорог / Л. Н. Никольский. – 1946. – № 8 – 9. – С. 19 – 22.
 31. Никольский Л. Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л. Н. Никольский, Б. Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
 32. Нормы для расчетов и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм / ВНИИЖТ. – М. : ВНИИЖТ, 1998 г. – 220 с.
 33. Оганьян Э.С. Критерии несущей способности конструкций локомотивов в экстремальных условиях нагружения: Автореф. дис. ... докт. техн. наук / Моск. ин-т инж. тр-та. – М.: Тип. МИИТа, 2004. – 48 с.
 34. Оден Д. Конечные элементы в механике сплошных сред / Д. Оден. – М. : Мир, 1976. – 464 с.
 35. Пассивная безопасность пассажирского подвижного состава // Железные дороги мира. – 2007. – № 6. – С. 61 – 65.
 36. Патент на корисну модель 64978 Україна, МПК В 61 G 11/00. Пристрій для поглинання енергії удару / Ушкалов В. Ф., Науменко Н. Ю., Теличко І. Б., Соболевська М. Б., Сирота С. А., Хрущ І. К., Горобець Д. В., Клик Ю. А. – u201104838; заявл. 19.04.2011 ; опубл. 25.11.2011, Бюл. № 22/2011. – 6 с.
 37. Подвижной состав повышенной безопасности при столкновениях // Железные дороги мира. – 2006. – № 4. – С. 49 – 55.
 38. Прагер В. Введение в теорию пластичности / В. Прагер. – М. : ГТТИ, 1960. – 160 с.
 39. Програма оновлення локомотивного парку залізниць України на 2012-2016 роки : [ухвалена Постановою Кабінету міністрів України № 840 від 1 серпня

2011 р., прийнята 01.08.2011 р. // Офіційний вісник України. – 2011. – № 61 – С. 7.

40. Прохоренко В. П. SolidWorks. Практическое руководство / В. П. Прохоренко. – М. : ООО “Бином-Пресс”, 2004. – 448 с.
41. Прочность подвижного состава при соударении // Железные дороги мира. – 2000. – № 4. – С. 32 – 36.
42. Саймондс П. С. Динамика неупругих конструкций : пер. с англ. / П. С. Саймондс. – М. : Мир, 1982. – 224 с.
43. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные Методы. Учеб. пособие для вузов. / А.А. Самарский, А.В. Гулин – М. : Наука, 1989. – 432 с.
44. Сапожников С. А. Новые материалы и технологии / С. А. Сапожников // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 4. – С. 65 – 68.
45. Семечкин А. Е. Реализуя стратегические направления научно-технического развития железнодорожного транспорта / А. Е. Семечкин // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 4. – С. 2 – 5.
46. Соболевская М. Б. Оценка энергопоглощающих свойств элементов, предназначенных для пассивной защиты железнодорожных экипажей при аварийных столкновениях с препятствием / М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык // Техническая механика. – 2009. – № 4. – С. 28 – 35.
47. Соболевская М. Б. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкции кабины управления электровоза при ударе в лобовую подоконную часть / М. Б. Соболевская, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, С. А. Сирота, Ю. А. Клык, И. Б. Теличко // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта : Тезисы докладов 70 Международной научно-практической конференции 15.04 – 16.04.2010. – Днепропетровск: ДНУЖТ, 2010. – С. 22 – 23.

48. Соболевская М. Б. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкций кабины управления электровоза при столкновении с мобильным транспортным средством / М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко // Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції “Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології” 24 – 25 березня 2011 р. Серія “Техніка, технологія”. К.: ДЕТУТ, 2011. – С. 130 – 131.
49. Соболевская М. Б. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния элементов конструкции кабины машиниста локомотива при ударных воздействиях / М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык // Техническая механика. – 2010. – Вып. 2. – С. 19 – 28.
50. Соболевская М. Б. Математическое моделирование упругопластического деформирования энергопоглощающих элементов системы пассивной безопасности локомотива при аварийном столкновении с препятствием / М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык // Техническая механика. – 2010. – Вып. 4. – С. 75 – 85.
51. Соболевская М. Б. Пассивная защита локомотива скоростного пассажирского поезда при аварийном столкновении с препятствием / М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. Б. Теличко // Техническая механика. – 2009. – № 3. – С. 31 – 38.
52. Соболевская М.Б. Моделирование работы системы пассивной безопасности электровоза при столкновении с крупногабаритным препятствием на железнодорожном переезде / М. Б. Соболевская, С. А. Сирота., И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, И. Б. Теличко // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта : Материалы 73 Международной научно-практической конференции в Днепропетровске 23.05 – 24.05.2013. – Днепропетровск: ДНУЖТ, 2013. – С. 105.

53. Соболевская М.Б. Оценка напряженно-деформированного состояния элементов конструкции кабины машиниста электровоза с системой пассивной безопасности при его столкновении с мобильным транспортным средством / М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко // Техническая механика. – 2011. – Вып. 2. – С. 49 – 62.
54. Совершенствование локомотивов в соответствии с требованиями к безопасности при столкновениях // Железные дороги мира. – 2007. – № 8. – С. 57 – 63.
55. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г. С. – 5-е изд., перераб. и доп. – К. : Вища школа, 1986. – 775 с.
56. Старлингер А. Кабина управления из многослойного пластика для электровоза 12X / А. Старлингер, Г. Бахман // Железные дороги мира. – 1998. – № 4. – С. 18 – 24.
57. Степанов Г. В. Упруго-пластическое деформирование материалов под действием импульсных нагрузок / Г. В. Степанов. – К. : Наук. думка, 1979. – 226 с.
58. Стратегия развития железнодорожного транспорта в РФ до 2030 года / Министерство транспорта Российской Федерации ; утверждена Распоряжением Правительства РФ от 17 июня 2008 г. № 877-р. – 171 с. – Режим доступа к документу http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=13009
59. Теличко И. Б. Разработка модульной кабины машиниста для электровоза нового поколения / И. Б. Теличко // Залізничний транспорт України – 2014. – № 3. – С. 3 – 10.
60. Теличко И. Б. Перспективные проекты – “пространству 1520” / И. Б. Теличко // Тезисы докладов II Международной партнерской конференции EuroTrain “Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов ” 19 – 20 травня 2011 р. – Харьков: Железнодорожное издательство “Подвижной состав”, 2011 г. – С. 48.
61. 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.
62. Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм : [утверждены распоряжением ОАО “РЖД” № 820р от 14.04.2010 г.] / ОАО “ВНИКТИ” и ОАО “ВНИИЖТ”. – Москва : ОАО “РЖД”, 2010. – 16 с.
 63. Транспортна стратегія України на період до 2020 року : [ухвалена розпорядженням Кабінету міністрів України № 2174-р від 20 жовтня 2010 р.] / – Київ : Міністерство транспорту та зв’язку, 2010. – 13 с.
 64. Третьяков А. В. Механические свойства сталей и сплавов при пластическом деформировании: Справочник / А. В. Третьяков, Г.К. Трофимов, М. К. Гурьянова. – М. : Издательство “Машиностроение”, 1971. – 64 с. 64 с.
 65. Ушкалов В. Ф. Разработка жертвенных элементов системы пассивной безопасности электровоза ЭП20 / В. Ф. Ушкалов, И. Б. Теличко, М. Б. Соболевская, С. А Сирота // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2011. – № 4 (158). – Частина 1. – С. 59 – 64.
 66. Ушкалов В. Ф. Разработка кабины машиниста электровоза ЭП20 с системой пассивной безопасности при аварийных столкновениях с препятствием на железнодорожном пути / В. Ф. Ушкалов, М. Б. Соболевская, И. Б. Теличко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2010. – № 5 (147). – Частина 2. – С. 67 – 72.
 67. Хацкелевич А. А. Особенности реформирования нормативной базы обеспечения безопасности на железнодорожном транспорте / А. А. Хацкелевич // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 4. – С. 78 – 83.
 68. Чешский электровоз мультисистемного питания тип 109Е (ЇD 380) [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://x-flight.livejournal.com/2585.html/>
 69. ЭП20 — электровоз нового поколения // Железные дороги мира. – 2012. – № 8. – С. 37 – 41.

70. Amtrak Cities Sprinter : delivering new benefits and Features (Amtrak Cities Sprinter : предоставление новых преимуществ и функциональных возможностей) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.amtrak.com/ccurl/898/720/Amtrak-Siemens-Locomotive-ATK-13-039.pdf>
71. Association of American Railroads, AAR S-580 Standard, “Locomotive Crashworthiness Requirements,” adopted December 2004, revised 2008.
72. Carl F.B. Development of the crashworthy locomotive platform TRAXX: Operational needs, technical concept and validation procedure / F. B. Carl, S. Schneider, W. Wolter // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 5th International Symposium “Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 17 – 18 March 2005. – 2/2005. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2005. – P. 42 – 62.
73. Cowper G. R. Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams / G. R. Cowper, P. S. Symonds // BrownUniv. : Applied Mathematics Report. – 1958. – P. 28.
74. Dietenberger M. Development of a high strain dependent vehicle model / M. Dietenberger, M. Buyuk, C. D. Kan // LS-Dyna : Anwenderforum, October, 2005, Bamberg : reports. – Bamberg : FHWA / NHTSA National crash analysis centre, 2005. – № 9. – P. 15 – 25.
75. Duella R. Crashworthiness design of obstacle deflector for AnsaldoBreda high speed train: prEN 15227 requirements for high speed train / R. Duella // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium “Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 4 – 5 December 2006. – 8/2006. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2006. – P. 235 – 253.
76. EN 12663 Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2000. – 18 p.
77. EN 15227 Railway applications – Crashworthmess requirements for railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2008. – 37 p.

78. Foedtke J. Entwicklung der Kastenstruktur für die Lokomotive Voith Maxima 40 CC. Design of the carbody structure for the Voith Maxima 40 CC locomotive / J. Foedtke, S. Schneider, R. Pfrommer, H. Zurheide // ZEVrail Glasers Annalen. – № 132. – 2008. – P. 292 – 303.
79. From engineering stress to true stress [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.dynasupport.com/howtos/material/from-engineering-to-true-strain-true-stress>
80. Gabathuler W. Umsetzung der crashan forderungen nach pr EN 15227 für die 4. Generation Gelenktriebwagen GTW für Arriva NL / W. Gabathuler, A. Starlinger, S. Leutenegger // ZEVrail Glasers Annalen. – 2007. – V. 131, № 6. – P. 110 – 125.
81. ННР-8 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://en.wikipedia.org/wiki/ННР-9>
82. Inno Trans 2008 – крупнейшая выставка железнодорожной техники // Железные дороги мира. – 2008. – № 10. – С. 9 – 28.
83. InnoTrans 2010: демонстрация оптимизма // Железные дороги мира. – 2010. – № 10. – С. 11 – 21.
84. InnoTrans 2012: новички набирают силу // Железные дороги мира. – 2012. – № 9. – С. 3 – 14.
85. Jade E. Development process of a side bumper crash device / E. Jade // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium “Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 20 – 21 November 2008. – 17/2008. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2008. – P. 71 – 80.
86. Kirkpatrick S. W. Development of a computer model for prediction of car crush and gross motion of a railroad passenger car under collision conditions / S. W. Kirkpatrick, R. A. MacNeill, M. Schroeder // Joint rail conference, April, 2002, Washington : proceedings. – Washington : ASME/IEEE, 2002. – P. 23 – 25.

87. Krieg R. D, Key S. W. Implementation of a time independent plasticity theory into structural computer programs // Vol. 20 of Constitutive equations in viscoplasticity: computational and engineering aspects. – New York : ASME. – 1976. – P. 125 – 137.
88. 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.
89. Lobo H. Advances in the Measurement and Modeling of Plastics for Impact Simulations / H. Lobo // Proceedings of the 9th International LS-Dyna User's Conference, Detroit 2006. – 2006. – P. 18 – 25.
90. Locomotive Crashworthiness Requirements : AAR S-580 Standard. – Association of American Railroads. – 2008. – 44 p.
91. Paradies R. Crashworthy double deck steering coach for the Finnish railways^ conversion of existing double deck coach design into a crashworthy steering car/ R. Paradies, M. Autio // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 9th International Symposium “Passive Safety 2013 – Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 21 – 22 February 2013. – 43/2013. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2013. – P. 83 – 100.
92. Parkhomenko A. New Class EP20 Locomotives / A. Parkhomenko, Ye. Beregovaya J. Pernička // Railvolution. – V.2, № 4/12. – P. 85 – 92.
93. Priante M. Crash energy management crush zone designs: features, functions, and forms / M. Priante, E. Martinez // Proceedings JRCICE2007 ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference March 13-16, 2007, Pueblo, Colorado, USA. – Pueblo. – 2007. – P. 30 – 41.
94. Prima efficiency across boundaries (Prima эффективность через границы) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.alstom.com/Global/Transport/Resources/Documents/Brochure%20-%20Rolling%20Stock%20->

%20Prima%

20II%20-%20English%20.pdf

95. Prima II – локомотивы нового поколения // Железные дороги мира. – 2010. – № 12. – С. 17 – 25.
96. Raiti S. Crashworthiness design of AnsaldoBreda high speed train: TSI requirements for high speed train / S. Raiti // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium “Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 4 – 5 December 2006. – 8/2006. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2006. – P. 217 – 234.
97. Raiti S. Front carriage of train equipped with a front structure that absorbs energy in case of collision: EP 1930226, Italy, B61D 15/06 / S. Raiti ; AnsaldoBreda SPA (IT). – 07122184.0 ; date of filling 03.12.2007 ; date of publication 11.06.2008 ; Bulletin, 2008/24. – 6 p.
98. Robinson M. Transport of de-light: the design and prototyping of a lightweight crashworthy rail vehicle driver’s cab / M. Robinson, J. Carruthers, O’Neill C., Ingleton S., Grasso M. // Procedia - Social and Behavioral Sciences 48. – 2012 – P. 672 – 681.
99. Schneider S. Комбинированный буфер с деформируемым элементом / S. Schneider, J. Staub // Железные дороги мира. – 2002. – № 9. – С. 50-54.
100. Scholes A. Испытание на удар кабины управления / A. Scholes, A. Kaminsky // International Railway Journal. – № 2. – 1995 – P. 32 – 33.
101. Sobolevska M. Passive safety system of an electric locomotive for high-speed operation on the railways with 1520 mm gauge / M. Sobolevska, I. Telychko // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 9th International Symposium “Passive Safety 2013 – Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 21 – 22 February 2013. – 43/2013. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2013. – P. 63 – 80.

102. Song S. Advanced restraint system concept for driver's safety / S. Song, S. Schanen, S. Meinzer, M. Marggraf // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium "Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors" in Berlin on 20 – 21 November 2008. – 17/2008. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2008. – P. 115 – 126.
103. Song S. Design requirements for driver's cabs as to passive safety / S. Song, S. Schanen, S. Meinzer, M. Marggraf // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium "Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors" in Berlin on 4 – 5 December 2006. – 8/2006. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2006. – P. 21 – 34.
104. Starling A. On the 40 mm vertical offset criterion to prevent overriding in the prEN 15227: numerical analyses and dynamic testing of different anti-climb unit designs / A. Starling, A. Gmur, B. Castelli, O. Liebhard // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium "Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors" in Berlin on 4 – 5 December 2006. – 8/2006. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2006. – P. 145 – 159.
105. Technical specification for interoperability relating to the rolling stock subsystem of the trans-European high-speed rail system Official Journal of the European Communities, document 2002/735/EC, 12.09.2002. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2002:245:0402:0506:EN:PDF>
106. The EST crash buffer (EST крэш буфер) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.crashbuffer.com/index.htm>
107. The Vectron – Siemens' new generation of locomotives for rail transportation in Europe (Vectron – Siemens – новое поколение локомотивов для железнодорожных перевозок в Европе) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.siemens.com/press/pool/de/events/industry/mobility/2010-06-vectron/Background_Siemens_Mobility_Vectron_EN.pdf

108. Tyrell D. Overview of a Crash Energy Management Specification for Passenger Rail Equipment / D. Tyrell, E. Martinez, K. Jacobsen, D. Parent, K. Severson, M. Priante, A. B. Perlman // American Society of Mechanical Engineers. – 2006. – № RC2006-94044. – P. 38 – 48.
109. Wasilewski L. Evolution of crash absorbing systems according to EN 15227 and according to real operation conditions / L. Wasilewski // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 9th International Symposium “Passive Safety 2013 – Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 21 – 22 February 2013. – 43/2013. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2013. – P. 211 – 218.
110. Wenbin W. Crashworthiness design of detacab (detachable freight cab): according to EN 15227 and 12663 / W. Wenbin, M. Hecht, P. Eschweiler // Passive Safety of Rail Vehicles 2011 : Railway Research Network Proceedings of the 8th International Symposium “Passive Safety and Interiors Design” in Berlin on 10 – 11 February 2011. – 32/2011. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2011. – P. 95 – 102.
111. Wolter W. Development of railway vehicle interior passive safety: basic investigations / W. Wolter // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium “Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 4 – 5 December 2006. – 8/2006. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2006. – P. 9 – 19.
112. Xue X. Finite element modeling approach of crashworthiness of high-speed trains / X. Xue, F. Schmid, M. Robinson // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 6th International Symposium “Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 4 – 5 December 2006. – 8/2006. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2006. – P. 99 – 114.
113. Zhang L. Simulation evaluation of structural crashworthiness for a new designed subway train / L. Zhang, L. Wei, J. Cui, P. Wang // Passive Safety of Rail Vehicles 2013 : Railway Research Network Proceedings of the 9th International Symposium

“Passive Safety 2013 – Passive Safety of Rail Vehicles and Safe Interiors” in Berlin on 21 – 22 February 2013. – 43/2013. – Berlin : IFV Bahntechnik e.V. – 2013. – P. 39 – 52.

114. Zobory I. Longitudinal dynamics of train collisions – crash analysis / I. Zobory, H. G. Reimerdes, E. Bekefi, J. Marsolek, I. Nemeth // Vehicle dynamics, identification and anomalies : 7-th mini conference, November, 2000, Budapest : proceedings. – Budapest : Budapest University of technology and economics, 2000. – P. 89 – 110.

Национальная академия наук Украины
Национальное космическое агентство Украины
Институт технической механики
(ИТМ НАНУ и НКАУ)
49600, ГСП, г. Днепропетровск-5, ул. Лешко-Попеля, 15;
тел. (056) 745 12 38; факс (0562) 47 34 13
Идентификационный код 05539962

УТВЕРЖДАЮ

Директор Института технической
механики НАНУ и НКАУ
доктор технических наук



О. Пилипенко

МОДЕЛИ ЭЛЕМЕНТОВ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ПАССИВНОЙ ЗАЩИТЫ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЭКИПАЖЕЙ
Программа и методика исследовательских испытаний

Ш-51-08 / 86-08 ПМ

СОГЛАСОВАНО

Завотделом 8
чл.-кор. НАН Украины

В. Гудрамович

Завотделом 7
канд. техн. наук

Н. Наumenко

СОГЛАСОВАНО

Завотделом 17
д-р техн. наук

О. Пилипенко

Настоящая программа и методика исследовательских испытаний III-51-08 / 86-08 ПМ (далее ПМ) разработана в соответствии с планом работ по теме III-51-08, утвержденной решением Бюро Отделения механики НАН Украины от 11.07.07, протокол № 4, с учетом характера сверхнормативных нагрузок, действующих на элементы, предназначенные для пассивной защиты железнодорожных экипажей, при аварийных столкновениях, а также с учетом возможностей испытательного оборудования и средств измерений лаборатории статических испытаний отдела 8 ИТМ НАНУ и НКАУ.

1 Общие положения

1.1 Объект испытаний – модели элементов, предназначенных для пассивной защиты железнодорожных экипажей в аварийной ситуации (далее модели защитных элементов). Испытываются пять моделей защитных элементов в виде стальных труб прямоугольного поперечного сечения с толщиной стенки 4 мм и дополнительными конструкционными вырезами, предназначенными для организации управляемого процесса последовательного деформирования при сжатии. Геометрические характеристики испытываемых моделей приведены в табл. 1. Модель 1, модель 2 и модель 3 соответствуют модели защитного элемента, приведенной на рисунке 1, а модель 4 и модель 5 – модели защитного элемента, приведенной на рисунке 2.

1.2 Цель испытаний – исследование упругопластического деформирования моделей защитных элементов при продольной сжимающей нагрузке, равномерно распределенной по их торцевым поперечным сечениям.

В результате испытаний необходимо установить:

- зависимость значений продольного перемещения u и нижнего торцевого поперечного сечения испытываемой модели защитного элемента от величины сжимающей нагрузки F ;
- значения критических нагрузок, при которых начинается пластическое деформирование (F_p), потеря устойчивости (F_y) и полное сжатие (F_c) модели защитного элемента.

1.3 Вид испытаний – исследовательские лабораторные испытания на статическое сжатие рассматриваемых моделей защитных элементов.

1.4 Условия предъявления изделий на испытания.

1.4.1 На испытания предъявляются пять моделей защитных элементов (модель 1 – модель 5) по 1 шт.

1.4.2 Предъявленные изделия должны сопровождаться актом приемки-сдачи, подписанным заказчиком.

1.4.3 По результатам испытаний может быть принято решение о представлении на испытания дополнительной партии изделий, состав которой будет определен в протоколе исследовательских испытаний первой партии.

Таблица 1 – Геометрические характеристики моделей защитного элемента

Параметр, мм	Модель 1	Модель 2	Модель 3	Модель 4	Модель 5
a , мм	60	60	60	60	60
b , мм	40	40	40	40	40
H , мм	100	100	100	180	180
h , мм	-	20	20	20	20
c , мм	-	60	60	60	60
$a1$, мм	-	-	24	-	24
$b1$, мм	-	4	4	4	4
$a2$, мм	-	-	-	-	28
$b2$, мм	-	-	-	8	8

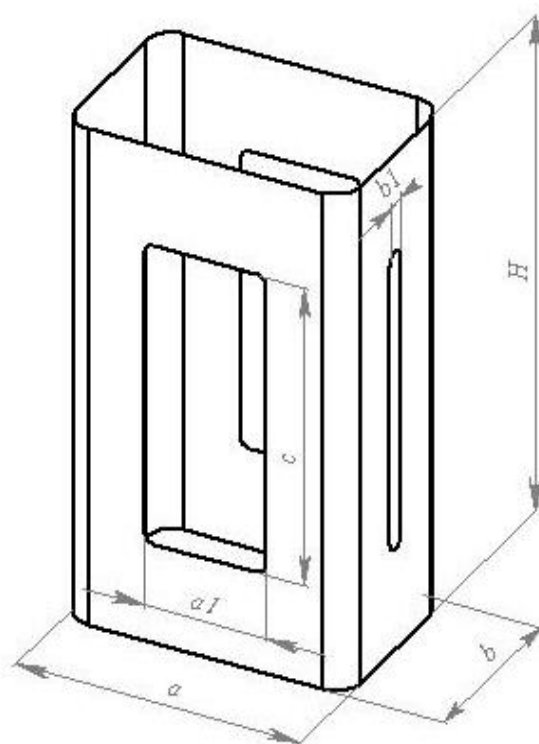


Рисунок 1 – Модель защитного элемента (модель 1, модель 2, модель 3)

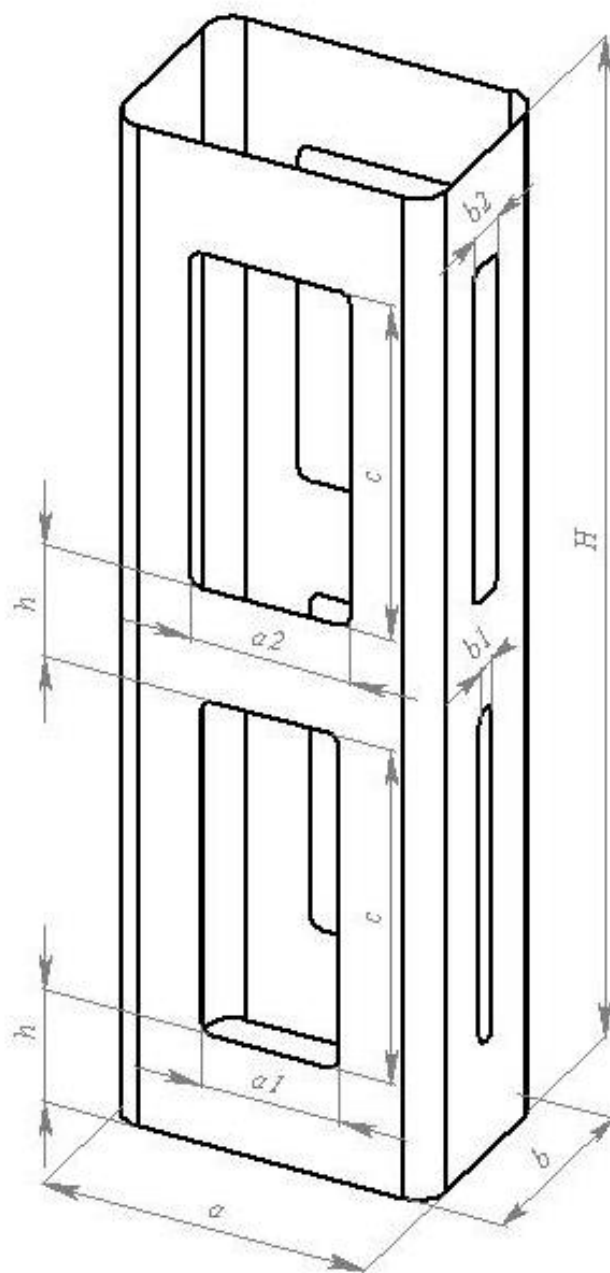


Рисунок 2 – Модель защитного элемента (модель 4, модель 5)

1.5 Порядок взаимодействия участников испытаний.

1.5.1 Испытания проводятся в лаборатории статических испытаний отдела 8.

Конкретных сотрудников, проводящих испытания, назначают заведомо, о чем свидетельствуют подписи в протоколах испытаний.

При проведении испытаний отдел 8 обеспечивает:

- испытательное оборудование, соответствующее установленным требованиям;
- разработку, монтаж и наладку схемы испытаний.

1.5.2 Эскизы моделей защитных элементов выполняет отдел 7.

1.5.3 Материалы для изготовления моделей защитных элементов и фотосъемку процесса испытаний обеспечивает отдел 7.

1.5.4 Изготовление моделей защитных элементов на основе разработанных эскизов осуществляет отдел 17.

1.5.5 Анализ и обработку результатов выполняет отдел 7.

2 Общие требования к условиям, обеспечению и проведению испытаний

2.1 Место проведения испытаний – лаборатория статических испытаний отдела 8 ИТМ НАНУ и НКАУ.

2.2 Испытательное оборудование, измерительные приборы и инструмент должны быть в исправном состоянии, пройти техническое обслуживание и периодическую поверку (срок последней аттестации не более 2 лет) и иметь об этом документ или отметку в паспорте.

2.3 Условия и порядок проведения испытаний:

- внешние условия (температура, влажность и т.д. окружающей среды) не регламентируются;
- время испытаний – согласно планом работ на 2008 г. по теме III-51-08.

2.4 После окончания испытаний и закрытия темы модели защитных элементов утилизируются.

2.5 Персонал, осуществляющий подготовку к испытаниям и проведение испытаний, обязан:

- знать порядок подготовки модели защитного элемента к испытаниям;
- знать порядок проведения испытаний;
- знать требования техники безопасности;
- знать инструкции по эксплуатации пресса ПММ-125 и измерительной аппаратуры;
- иметь практические навыки в выполнении работ по подготовке и проведению испытаний на данном испытательном оборудовании;
- иметь представления об опасностях, которые могут возникнуть в процессе испытаний, и о мерах по их предупреждению.

2.6 Порядок подготовки и проведения испытания модели защитного элемента на сжатие описан далее в пункте 6.3.

3 Требования безопасности

3.1 К проведению испытаний допускается обслуживающий персонал, прошедший обучение и проверку знаний сотрудником отдела охраны труда (ОТ) ИТМ НАНУ и НКАУ по “Правилам технической эксплуатации электроустановок потребителей (ПТЭ)” и “Правилам техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей (БТП)”.

3.2 Обслуживающий персонал должен знать и обязан выполнять все требования “Инструкции по эксплуатации прессы гидравлического ПММ-125”.

3.3 Перед началом испытаний следует убедиться в правильности установки и надежности крепления приспособлений для испытаний, чтобы исключить возможность падения модели защитного элемента и нанесения ею травмы.

3.4 При проведении испытаний запрещается присутствие лиц, не принимающих непосредственное участие в испытаниях.

3.5 Место проведения испытаний должно быть свободным от предметов и оборудования, не занятых в проведении испытаний, должно обеспечивать свободный доступ к объектам испытаний, приборам и оборудованию. Рабочие места обслуживающего персонала должны быть удобными для работы, хорошо освещены.

3.6 По завершению испытаний требования по охране труда должны соответствовать ГОСТ 12.2.003-91.

4 Определяемые показатели и точность их измерений

4.1 Перед началом испытаний провести проверку следующих геометрических характеристик защитных элементов на соответствие эскизам: a , b , H , h , c , a_1 , b_1 (см. рис 1.), a_2 , b_2 (см. рис 2.). Измерение геометрических характеристик производить штангенциркулем с базой измерения 0 – 1000 мм и ценой деления 0,01 мм.

4.2 В процессе испытаний на сжатие защитных элементов определяются следующие параметры:

- сжимающее усилие F определяется по шкале силоизмерителя прессы ПММ-125. Точность измерения – $\pm$ половина малого деления шкалы силоизмерителя;

- перемещение u нижней подвижной траверсы прессы ПММ-125 относительно неподвижной верхней опоры определяется специальным регистрирующим устройством с точностью измерения ± 1 мм.

4.3 По результатам испытаний определяются качественные и количественные зависимости значений продольного перемещения u от величины сжимающей нагрузки F для каждой из рассмотренных моделей.

4.4 В результате проведения испытаний строятся диаграммы деформирования рассмотренных моделей защитных элементов, и выполняется оценка уровня энергии, затраченной на их сжатие.

5 Режимы испытаний изделий

5.1 Испытания защитных устройств на воздействие продольной сжимающей нагрузки, равномерно распределенной по верхнему основанию защитных элементов, проводятся последовательно для всех вариантов конструкций.

5.2 При пошаговом нагружении фиксируются значения нагрузки и соответствующие им перемещения, а также силы, при которых начинается пластическое деформирование конструкции F_p , потеря устойчивости F_y и полное сжатие модели защитного элемента F_c . Шаг нагружения согласно шкале силоизмерителя.

5.3 Процесс нагружения продолжается до полного сжатия модели защитного элемента.

6 Метод испытаний

6.1 Схема испытаний модели защитного элемента на сжатие приведена на рисунке 3.

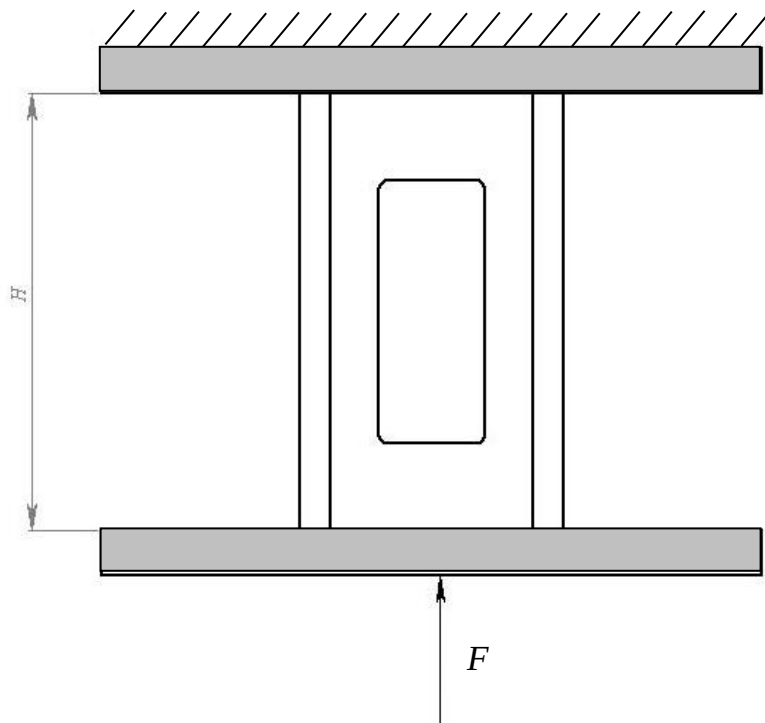


Рисунок 3 – Схема испытаний

6.2 При определении сжимающего усилия и перемещения модели защитного элемента под действием заданной нагрузки используется метод непосредственной оценки, т.е. перемещение определяется непосредственно по шкале регистрирующего устройства для измерения перемещений, а усилия – по шкале силоизмерителя пресса ПММ-125.

6.3 Порядок подготовки и проведения испытания модели защитного элемента на сжатие.

6.3.1 Перед испытаниями проведите замер геометрических характеристик модели защитного элемента:

- для модели 1 – a, b, H ;
- для моделей 2-3 – a, b, H, h, c, a_1, b_1 ;
- для моделей 4-5 – $a, b, H, h, c, a_1, b_1, a_2, b_2$.

6.3.2 Занесите данные измерений в Протокол испытаний.

6.3.3 Включением электродвигателя привода верхней опоры установите рабочее расстояние между опорами.

6.3.4 Установите испытуемую модель защитного элемента на нижний ложемент таким образом, чтобы между ней и верхним ложементом был зазор 1 – 2 мм.

6.3.5 Установите требуемый диапазон измерения нагрузки.

6.3.6 Подачей масла в рабочий цилиндр пресса ПММ-125 установите “0” на шкале силоизмерителя.

6.3.7 Установите “0” по шкале регистрирующего устройства для измерения перемещений.

6.3.8 Проведите первое измерение перемещения при достижении нагрузкой величины, равной первому делению шкалы.

6.3.9 Установите скорость нагружения модели защитного элемента подачей масла в рабочий цилиндр испытательной машины.

6.3.10 Произведите нагружение модели защитного элемента с заданным шагом.

6.3.11 Измерение перемещений проводите на каждом шаге нагружения.

6.3.12 После проведения испытаний произведите разгрузку.

6.3.13 Снимите модель защитного элемента с пресса ПММ-125.

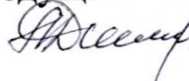
7 Отчетность

7.1 Результаты испытаний заносятся в Протокол испытаний.

7.2 По окончании испытаний выпускается отчет, содержащий данную Программу и методику испытаний, Протоколы испытаний, результаты испытаний в виде фотографий фрагментов испытаний и диаграмм деформирования, а также краткие выводы.

СОГЛАСОВАНО

Ведущий инженер отдела 8

 М. Демешко

СОГЛАСОВАНО

Ведущий инженер отдела 8

 А. Яценко

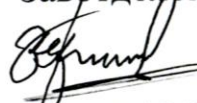
СОГЛАСОВАНО

Инженер отдела 17

 Н. Басалаев

СОГЛАСОВАНО

Завотделом ОТ

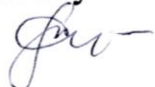
 В. Ильченко

СОГЛАСОВАНО

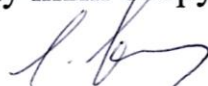
Инженер II категории по ПБ

 А. Ильченко

Старший научный сотрудник отдела 7

 М. Соболевская

Научный сотрудник отдела 7

 С. Сирота

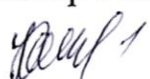
Научный сотрудник отдела 7

 И. Хрущ

Младший научный сотрудник отдела 7

 Д. Горобец

Инженер I категории отдела 7

 Ю. Клык

Завотделом МО и С

 А. Яцуненко

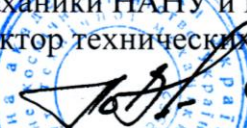
Замзавотделом МО и С

 Л. Скипочка

Аспирант

 И. Теличко

УТВЕРЖДАЮ

Директор Института технической
механики НАНУ и НКАУ
доктор технических наук О. В. Пилипенко

2008.

ПРОТОКОЛ № 1 от 10.10.2008

исследовательских испытаний моделей элементов, предназначенных
для пассивной защиты железнодорожных экипажей в аварийной ситуации

1 Исследовательские испытания проводились согласно программе и методике исследовательских испытаний “Модели элементов, предназначенных для пассивной защиты железнодорожных экипажей” № III-51-08 / 86-08 ПМ.

2 Объект исследовательских испытаний

Модели элементов, предназначенные для пассивной защиты железнодорожных экипажей в аварийной ситуации (далее модели защитных элементов). Испытываются пять моделей защитных элементов (модель 1 – модель 5) по 1 шт. в виде стальных труб прямоугольного поперечного сечения и дополнительными конструкционными вырезами, предназначенными для организации управляемого процесса последовательного деформирования при сжатии.

3 Цель исследовательских испытаний: исследование упругопластического деформирования моделей защитных элементов при продольной сжимающей нагрузке, равномерно распределенной по их торцевым поперечным сечениям.

4 Определяемые показатели и диапазоны их изменения

4.1 При исследовательских испытаниях измерялись следующие величины:

- продольного перемещения и нижнего торцевого поперечного сечения испытываемой модели защитного элемента;
- величина сжимающей нагрузки F .

4.2 Диапазоны изменения измеряемых величин:

- продольное перемещение – от 0 до 100 мм.
- величина сжимающей нагрузки F – от 0 Н до $1,25 \cdot 10^4$ Н.

5 Результаты исследовательских испытаний

Значения измеряемых величин приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты исследовательских испытаний

	Модель 1		Модель 2		Модель 3		Модель 4		Модель 5	
	u , мм	F , 10^4 Н	u , мм	F , 10^4 Н	u , мм	F , 10^4 Н	u , мм	F , 10^4 Н	u , мм	F , 10^4 Н
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0,5	20,0	0,0	16,0	0,0	19,0	0	15,0	0,0	25,5
3	1,0	21,0	0,5	17,0	1,0	20,0	1	16,0	1,0	26,5
4	1,5	34,0	0,6	24,0	2,0	21,0	1	17,0	1,0	27,5
5	1,8	35,0	0,7	26,0	10,0	21,8	3	18,0	3,0	28,5
6	1,9	36,0	1,0	29,0	20,0	10,0	10	16,0	10,0	29,5

	Модель 1		Модель 2		Модель 3		Модель 4		Модель 5	
7	2,0	37,0	1,5	30,0	25,0	8,0	14	11,0	14,0	18,5
8	3,0	39,0	2,0	31,0	30,0	7,0	22	8,0	15,0	13,0
9	4,0	40,0	2,5	32,0	40,0	6,0	42	3,0	16,0	12,5
10	5,0	41,5	3,0	33,0	45,0	5,0	45	2,8	17,0	11,5
11	10,0	36,0	3,5	34,0	48,0	4,0	47	2,6	18,0	11,0
12	12,0	34,0	4,0	35,0	59,0	3,0	49	2,4	19,0	10,5
13	13,0	32,0	4,5	35,8	—	—	50	2,0	20,0	9,5
14	14,0	30,0	10,0	32,0	—	—	52	2,0	21,0	8,5
15	15,0	28,0	15,0	25,0	—	—	55	2,0	22,0	8,0
16	16,0	27,0	25,0	18,0	—	—	57	3,0	22,5	7,0
17	17,0	26,0	35,0	14,0	—	—	60	4,0	23,0	6,5
18	18,0	24,0	40,0	12,0	—	—	65	6,0	24,0	6,0
19	19,0	23,0	52,0	10,0	—	—	70	7,0	25,0	5,5
20	20,0	22,0	—	—	—	—	—	—	26,0	5,0
21	21,0	21,0	—	—	—	—	—	—	27,0	4,5
22	22,0	20,0	—	—	—	—	—	—	28,0	4,0
23	23,0	19,0	—	—	—	—	—	—	29,0	3,8
24	24,0	17,0	—	—	—	—	—	—	30,0	3,7
25	25,0	17,0	—	—	—	—	—	—	32,0	3,6
26	26,0	16,0	—	—	—	—	—	—	34,0	3,5
27	27,0	14,0	—	—	—	—	—	—	35,0	3,4
28	28,0	15,0	—	—	—	—	—	—	36,0	3,3
29	29,0	16,0	—	—	—	—	—	—	37,0	3,2
30	30,0	18,0	—	—	—	—	—	—	38,0	3,1
31	31,0	18,0	—	—	—	—	—	—	40,0	3,0
32	32,0	19,0	—	—	—	—	—	—	45,0	2,5
33	33,0	19,0	—	—	—	—	—	—	—	—
34	34,0	19,0	—	—	—	—	—	—	—	—
35	35,0	19,0	—	—	—	—	—	—	—	—
36	36,0	19,0	—	—	—	—	—	—	—	—
37	37,0	19,0	—	—	—	—	—	—	—	—
38	38,0	20,0	—	—	—	—	—	—	—	—
39	39,0	21,5	—	—	—	—	—	—	—	—
40	40,0	23,0	—	—	—	—	—	—	—	—
41	41,0	25,0	—	—	—	—	—	—	—	—
42	42,0	27,0	—	—	—	—	—	—	—	—
43	43,0	29,0	—	—	—	—	—	—	—	—
44	44,0	30,0	—	—	—	—	—	—	—	—
45	45,0	31,0	—	—	—	—	—	—	—	—
46	46,0	32,0	—	—	—	—	—	—	—	—
47	47,0	33,0	—	—	—	—	—	—	—	—
48	48,0	34,0	—	—	—	—	—	—	—	—

	Модель 1		Модель 2		Модель 3		Модель 4		Модель 5	
49	50,0	36,0	—	—	—	—	—	—	—	—
50	51,0	40,0	—	—	—	—	—	—	—	—
51	52,0	37,0	—	—	—	—	—	—	—	—
52	53,0	36,0	—	—	—	—	—	—	—	—
53	54,0	35,0	—	—	—	—	—	—	—	—
54	55,0	34,5	—	—	—	—	—	—	—	—
55	56,0	34,2	—	—	—	—	—	—	—	—
56	57,0	34,0	—	—	—	—	—	—	—	—
57	58,0	33,0	—	—	—	—	—	—	—	—
58	59,0	32,0	—	—	—	—	—	—	—	—
59	60,0	31,0	—	—	—	—	—	—	—	—
60	61,0	30,0	—	—	—	—	—	—	—	—
61	62,0	29,0	—	—	—	—	—	—	—	—
62	63,0	28,0	—	—	—	—	—	—	—	—
63	64,0	27,0	—	—	—	—	—	—	—	—
64	65,0	26,0	—	—	—	—	—	—	—	—
65	66,0	25,5	—	—	—	—	—	—	—	—
66	67,0	27,0	—	—	—	—	—	—	—	—
67	68,0	28,0	—	—	—	—	—	—	—	—
68	69,0	30,0	—	—	—	—	—	—	—	—
69	70,0	32,0	—	—	—	—	—	—	—	—
70	71,0	34,0	—	—	—	—	—	—	—	—
71	72,0	35,0	—	—	—	—	—	—	—	—
72	73,0	37,0	—	—	—	—	—	—	—	—
73	74,0	40,0	—	—	—	—	—	—	—	—
74	75,0	42,0	—	—	—	—	—	—	—	—
75	76,0	43,0	—	—	—	—	—	—	—	—

Завотделом 8 чл.-кор. НАН Украины

Завотделом 7 канд. техн. наук

Ст. науч. сотр. канд. техн. наук отд. 7

И. о. науч. сотр. отд. 7

Науч. сотр. отд. 7

Мл. науч. сотр. отд. 7

Инж. 1 кат. отд. 7

Вед. инж. отд. 8

Вед. инж. отд. 8

Аспирант

В. С. Гудрамович

Н. Е. Науменко

М. Б. Соболевская

С. А. Сирота

И. К. Хрущ

Д. В. Горобец

Ю. А. Клык

М. Ф. Демешко

А. Ф. Яценко

И. Б. Теличко

ПРИЛОЖЕНИЕ В

УТВЕРЖДАЮ
Председатель комиссии
Заместитель начальника Департамента
технической политики ОАО «РЖД»


 _____ **Д. Л. Киржнер**
 « 02 » 09 2010 г.



АКТ
комиссии по приемке результатов ОКР «Кабина машиниста
магистрального электровоза ЭП20»

г. Днепропетровск

02 сентября 2010 г.

Приёмочная комиссия в составе:**Председатель комиссии****Д. Л. Киржнер**

— Заместитель начальника департамента технической политики ОАО «РЖД»;

Члены комиссии**Г. В. Слонков**

— начальник отдела ПКБ ЦТ ОАО «РЖД»;

С. Н. Захаров

— начальник отдела тягового подвижного состава ЗАО «Трансмашхолдинг»;

А. Г. Лексин

— заместитель директора института по новой технике ФГУП ВНИИЖТ;

И. В. Маругин

— старший технический инспектор профсоюза Роспрофжел;

А. В. Третьяков

— инспектор-приемщик ООО «ПК «НЭВЗ» ОАО «РЖД» Центр технического аудита;

К. Ю. Савинов

— заместитель заведующего отделом компоновки электровозов ОАО «ВЭЛНИИ»;

А. Н. Сапунков

— технический директор ООО «ПК «НЭВЗ»;

В. В. Мергасов

— директор по МТО и логистике

В. Г. Чистяк

— начальник отдела новой техники ЦТ Укрзалізниця;

Е. Г. Савельев

— генеральный директор, к.т.н. ООО «Остров СКВ»;

А. Л. Сарычев

— руководитель проекта конструкторской службы

В. А. Догадин

— заместитель главного конструктора ОАО «Лугансктепловоз»

В. В. Герасимов

— начальник отдела пультов и оборудования кабин ЦКБ ОАО «Лугансктепловоз»;

- | | |
|-------------------|---|
| В. А. Березницкий | – начальник отдела металлоконструкций ЦКБ ОАО «Лугансктепловоз»; |
| А.П. Ванин | – заместитель начальника отдела ФГП ВО ЖДТ России |
| К.И. Бурцева | – инженер конструктор ОАО «ВЭЛНИИ» |
| Д.В. Трубицин | – руководитель сектора общего дизайна ООО «Уральские локомотивы» |
| В.В. Толкачев | – заместитель главного конструктора ОАО «ДМЗ» |
| И.И. Бадьян | – заведующий отделом ОАО «ПКП «ИРИС» |
| А. Н. Строгов | – начальник отдела внутреннего оборудования и дизайна ТСН проектно-конструкторского управления ОАО «КВСЗ»; |
| В. В. Пронин | – начальник бюро тяговых приводов отдела проектирования электрооборудования и электрических систем ТСН проектно-конструкторского отдела ОАО «КВСЗ»; |
| Л. И. Пивень | – заместитель генерального директор главный конструктор ООО «ПКПП «МДС»; |
| В.И. Ткаченко | – главный инженер ООО «ПКПП «МДС»; |
| А. А. Алехин | – заместитель главного конструктора ООО «ПКПП «МДС»; |
| А. В. Абакумов | – заместитель главного конструктора ООО «ПКПП «МДС» |

назначенная приказом по ООО «ПКПП «МДС» от 31.08.2010 г. №335-од рассмотрела представленные ООО «ПКПП «МДС» по Предъявительскому извещению:

- опытные образцы кабины машиниста магистрального электровоза ЭП20 зав. № 001 и зав. № 002;
- техническую документацию на кабину машиниста магистрального ЭП20;
- результаты расчетов;
- результаты предварительных испытаний;
- справки по технологической подготовке производства и о состоянии метрологического обеспечения производства кабины машиниста магистрального электровоза ЭП20;
- проект технических условий.

Рассмотрев предоставленную документацию, ознакомившись с опытными образцами кабины машиниста и результатами их испытаний, комиссия признала предъявленные материалы достаточными для проведения приёмки результатов ОКР.

1. Комиссия считает:

1.1. Опытные образцы кабины машиниста ЭП20 соответствуют требованиям технического задания 1521.000 ТЗ и комплекта конструкторской документации.

1.2. Предъявленная рабочая конструкторская и технологическая документация, откорректированная по результатам изготовления и испытаний опытных образцов кабин машиниста магистрального электровоза ЭП20, соответствует требованиям ЕСКД, ЕСТД и выполнена в объеме достаточном для изготовления установочной серии кабин машиниста электровоза ЭП20.

1.3. Объем проведенных предварительных испытаний достаточен для приемки результатов ОКР «Кабина машиниста магистрального электровоза ЭП20».

1.4. Выполненные ООО «ПКПП «МДС» работы по подготовке производства позволяют обеспечить изготовление с необходимым качеством установочной серии кабин машиниста магистрального электровоза ЭП20.

2. Комиссия решила:

2.1. Зачесть результаты предварительных испытаний кабины машиниста магистрального электровоза ЭП20 в качестве приёмочных.

3. Комиссия рекомендует:

3.1. Технические условия 1521.000 ТУ, и эксплуатационную документацию на кабину машиниста магистрального электровоза ЭП20 принять за основу, согласовать и утвердить установленным порядком.

3.2. Присвоить комплекту конструкторской документации литеру «О₁».

3.3. ООО «ПКПП «МДС» изготовить установочную серию кабин машиниста магистрального электровоза ЭП20 в количестве соответствующему объему установочной серии электровозов.

3.4. Опытные образцы кабины машиниста магистрального электровоза ЭП20 зав. № 001 и зав. № 002 к установке на опытный образец электровоза ЭП20.

3.5. ООО «ПКПП «МДС» разработать рекомендации по обслуживанию и ремонту стеклопластиковых изделий.

Срок: 31.12.2010 г.

3.6. ООО «ПКПП «МДС» разработать каталог деталей сборочных единиц и учебно-технические плакаты.

Срок: 31.07.2011 г.

Члены комиссии:

	Г. В. Слонков		С. Н. Захаров
	А. Г. Лексин		И. В. Маругин
	А. В. Третьяков		К. Ю. Савинов
	В. В. Мергасов		А. Н. Сапунков
	А. Л. Сарычев		В. А. Догадин
	В. Г. Чистяк		Е. Г. Савельев
	В. А. Березницкий		В. В. Герасимов
	А. Н. Строгов		В. В. Пронин
	Л. И. Пивнь		А. А. Алехин
	В. И. Ткаченко		А. П. Ванин
	К. И. Бурцева		Д. В. Трубицин
	В. В. Толкачев		А. В. Абакумов
	И. И. Бадьян		