

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Уральский государственный университет путей сообщения»  
(ФГБОУ ВО УрГУПС)

На правах рукописи



Рязанов Эльдар Михайлович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ  
РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВАРИЙНЫХ КРЭШ-СИСТЕМ  
ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и  
электрификация (технические науки)

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук, доцент  
Павлюков Александр Эдуардович

Екатеринбург 2016

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |    |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ .....   | 4  |
| 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ .....  | 10 |
| 1.1 Краткий обзор исследований нагруженности вагонов при маневровых и аварийных соударениях .....              | 10 |
| 1.2 Обзор характеристик и конструктивных особенностей устройств поглощения энергии аварийных крэш-систем ..... | 21 |
| 1.2.1 Обзор характеристик устройств поглощения энергии .....   | 21 |
| 1.2.2 Обзор конструктивных особенностей устройств поглощения энергии .....                                     | 24 |
| 1.3 Обзор нормативных требований к аварийным крэш-системам пассажирского подвижного состава.....               | 32 |
| 1.4 Постановка задач.....  | 36 |
| 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА.....                           | 39 |
| 2.1 Основные принципы создания методики исследования .....   | 39 |
| 2.2 Описание принятой для исследования крэш-системы .....  | 41 |
| 2.3 Расчетная модель аварийного столкновения .....   | 44 |
| 2.4 Уравнения системы конечных элементов и алгоритм расчета .....  | 47 |
| 2.5 Алгоритм методики исследования работоспособности крэш-системы электропоезда .....                          | 57 |
| 2.6 Разработка конечно-элементных моделей подсистем объектов аварийного столкновения .....                     | 60 |
| 2.6.1 Типы конечных элементов.....   | 60 |
| 2.6.2 Разбиение расчетной области подсистем объектов аварийного столкновения на конечные элементы .....        | 63 |
| 2.7 Задание моделей материалов подсистемам объектов аварийного столкновения .....                              | 69 |
| 2.7.1 Модель упругого материала .....  | 71 |
| 2.7.2 Модель упругопластического материала.....  | 72 |
| 2.7.3 Модель ячеистого материала.....  | 76 |

|  |            |
|--|------------|
| 2.7.4 Модель разрушаемого пеноматериала .....  | 79         |
| 2.8 Формирование модели аварийного столкновения .....  | 81         |
| 2.9 Выводы по разделу 2.....   | 83         |
| <b>3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК</b>  |            |
| <b>ЭЛЕМЕНТОВ КРЭШ-СИСТЕМЫ ДЛЯ ПОДТВЕРЖДЕНИЯ</b>  |            |
| <b>АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ .....</b>   |            |
| 3.1 Виды экспериментальных исследований характеристик элементов крэш-систем .....  | 85         |
| 3.2 Оценка моделей упругопластического изотропного материала по результатам экспериментального исследования разрушения стальных трубок ... | 89         |
| 3.3 Верификация модели устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» по данным разрушающих испытаний на стенде .....              | 104        |
| 3.4 Выводы по разделу 3 .....  | 109        |
| <b>4 РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВАРИЙНОЙ</b>  |            |
| <b>КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ</b>  |            |
| <b>УСТРОЙСТВА ПОГЛОЩЕНИЯ ЭНЕРГИИ .....</b>   |            |
| 4.1 Оценка работоспособности типовой аварийной крэш-системы электропоезда «Ласточка» .....   | 110        |
| 4.2 Алгоритм совершенствования устройства поглощения энергии .....   | 118        |
| 4.3 Выбор и анализ технических решений по совершенствованию устройства поглощения энергии.....   | 121        |
| 4.3.1 Выбор вспомогательных крэш-элементов для увеличения энергоемкости устройства поглощения энергии .....                                | 121        |
| 4.3.2 Выбор технических решений по снижению силы срабатывания устройства поглощения энергии .....  | 126        |
| 4.4 Оценка работоспособности аварийной крэш-системы с разработанной модификацией устройства поглощения энергии.....                        | 131        |
| 4.5 Выводы по разделу 4.....   | 135        |
| <b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>  | <b>138</b> |
| <b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>  | <b>141</b> |

## ВВЕДЕНИЕ

Крупные аварийные столкновения, произошедшие в конце 80-х гг. прошлого века, побудили ученых вплотную заняться исследованиями в области пассивной безопасности пассажирских поездов. Стала очевидной невозможность обеспечить безопасность только за счет повышения прочности кузова, поскольку вся непоглощенная энергия столкновения передается пассажиру и оборудованию салона. В результате было решено перенять идею «управления» энергией аварийного столкновения из автомобильной промышленности [1]. Эту идею, как способ повышения безопасности пассажиров, предложил еще в начале 50-х гг. прошлого века конструктор автомобильной техники Бела Барени. Он разделил автомобиль на две зоны: «зону безопасности», которая приходится на пространство, занимаемое пассажирами, и при аварии остается нетронутой, и «зону деформации» (багажник, моторный отсек), разрушение которой обеспечивает поглощение кинетической энергии столкновения и впоследствии снижает уровень перегрузок водителя и пассажиров. Зоны деформации проектируются таким образом, чтобы обеспечить разрушение собственной конструкции при меньших нагрузках по сравнению с конструкцией зоны безопасности. Примечательно, что применение данной концепции в конструкции автомобилей не привело к их значительному удорожанию, в связи с чем этот факт увеличил привлекательность данной стратегии для реализации ее в железнодорожном транспорте. Поэтому при проектировании современных поездов для поглощения кинетической энергии столкновения предусматривается аварийная крэш-система, которая представляет собой совокупность специальных необратимо деформируемых конструкций в подвижном составе, именуемых устройствами поглощения энергии (УПЭ).

**Актуальность темы исследования.** В последние годы заметно ужесточаются требования по безопасности к вновь разрабатываемому, модернизируемому и изготавливаемому железнодорожному подвижному составу. С 2011 года утверждены технические регламенты Таможенного союза «О безопасности железнодо-

рожного подвижного состава» [2] и «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» [3]. В соответствии с требованиями данных технических регламентов утвержден и введен в действие ГОСТ Р 55434-2013 «Электропоезда. Общие требования». Согласно стандарту: «Вновь разрабатываемый электропоезд должен быть оснащен системой пассивной безопасности при аварийных столкновениях, включающей заменяемые (после аварийных столкновений) разрушаемые устройства поглощения энергии (крэш-элементы)» [4].

Параметры системы пассивной безопасности на железных дорогах России регламентируются нормативным документом ГОСТ 32410-2013 «Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля» [5]. Он предусматривает два способа подтверждения работоспособности крэш-системы: путем проведения натуральных испытаний аварийного столкновения подвижного состава с препятствием, либо за счет численного моделирования процессов аварийного столкновения. Натурные испытания требуют значительных затрат; более того, существенным недостатком такого подхода является невозможность их повторного проведения ввиду разрушительного характера. В то же время отечественные работы, посвященные вопросам расчетной оценки работоспособности аварийных крэш-систем, пока не получили достаточного развития, поскольку создание подобных технических средств системы пассивной безопасности представляет собой относительно новое направление для отечественного железнодорожного машиностроения. Таким образом, исследования в области совершенствования расчетных методов оценки работоспособности аварийных крэш-систем электропоездов являются актуальной задачей.

**Степень разработанности темы.** Исследования в области оценки работоспособности аварийных крэш-систем подвижного состава теснейшим образом связаны с вопросами продольной динамики вагонов. Значительный вклад в развитие знаний о продольной динамике вагонов внесли ученые: Н.Е. Жуковский, В.А. Лазарян, Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин, С.В. Вершинский, Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин, А.П. Болдырев, В.В. Кобищанов, В.Д. Хусидов, В.Н. Котуранов, П.А. Устич, В.Н. Филиппов, Г.И. Петров, С.В. Беспалько, А.В. Смольянинов, А.Э.

Павлюков, М.М. Соколов, Ю.П. Бороненко, А.А. Битюцкий, В.Ф. Ушкалов, Г.И. Богомаз и многие другие. Исследованиями аварийных столкновений пассажирского подвижного состава занимались: А.А. Битюцкий, Ю.П. Бороненко, М.В. Зверев, А.М. Орлова, Д.Я. Антипин, В.В. Кобищанов, Д.Ю. Расин, А.А. Азарченков, С.Г. Шорохов, Е.К. Рыбников, Н.М. Журавлев, В.Ф. Ушкалов, Г.И. Богомаз, Н.Е. Науменко, М.Б. Соболевская.

Существующие работы, посвященные исследованию аварийных столкновений пассажирского подвижного состава, в значительной степени опираются на модели вагонных конструкций в виде системы сосредоточенных масс или абсолютно твердых тел, соединенных между собой силовыми связями, что в рамках задачи исследования работоспособности крэш-системы может использоваться только в качестве предварительного выбора основных характеристик устройств поглощения энергии. Наиболее целесообразный подход исследования работоспособности крэш-систем заключается в проведении нелинейного динамического анализа соударяющихся конструкций на основе метода конечных элементов. Однако в отечественных работах, использующих данный подход, принятые расчетные модели требуют развития, в частности они не учитывают влияние ходовых частей на процессы аварийного столкновения, что может негативно отразиться на адекватности результатов расчета и не позволит оценить риск схода тележек с рельсов.

**Цель и задачи.** Цель настоящей работы заключается в разработке усовершенствованной методики моделирования процессов аварийного столкновения электропоезда для оценки работоспособности крэш-системы.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Разработка методики исследования работоспособности крэш-системы электропоезда.
2. Разработка математической модели аварийного столкновения электропоезда, учитывающей механизм работы крэш-системы, необратимые деформации кузовов вагонов и динамические свойства тележек.

3. Проведение экспериментальных исследований характеристик конструктивных элементов крэш-системы для подтверждения адекватности разработанных математических моделей.

4. Оценка работоспособности крэш-системы на основе разработанной методики исследования.

5. Разработка конструктивных изменений устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» для улучшения функциональных характеристик крэш-системы.

#### **Научная новизна заключается в следующем:**

1. Разработана методика исследования работоспособности крэш-системы, основанная на численном моделировании процессов аварийного столкновения электропоезда с учетом нелинейных характеристик материалов, возможности значительного изменения конфигурации конструкций соударяющихся объектов и наличия контактного взаимодействия между ними.

2. Разработана математическая модель аварийного столкновения электропоезда, позволяющая оценить работоспособность крэш-системы по продольным ускорениям вагонов, остаточным деформациям их кузовов, а также условию сохранения контакта между колесами и рельсами с учетом механизма работы устройств поглощения энергии.

3. Исследованы факторы, влияющие на риск схода тележек с рельсов при аварийном столкновении, определена связь между возникновением отрыва колесных пар тележки от рельсов и характеристиками устройства поглощения энергии крэш-системы.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы:**

1. Предлагаемая методика позволяет отработать крэш-систему по заданным параметрам электропоезда и необходимым критериям на стадии проектирования.

2. Разработанная модель аварийного столкновения электропоезда может быть использована для доработки существующих и разработки новых сценариев столкновений в межгосударственном стандарте ГОСТ 32410-2013 «Крэш-системы

аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля».

3. В результате проведенных исследований предложены технические решения по снижению силы срабатывания устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» для адаптации крэш-системы к столкновению с транспортным средством, имеющим конечную жесткость, существенно меньшую, чем у железнодорожного подвижного состава (крупногабаритным грузовым автомобилем, автобусом и др.).

4. Результаты исследований использованы на ООО «Уральские локомотивы» при оценке работоспособности аварийной крэш-системы электропоезда «Ласточка» согласно техническому заданию.

**Методология и методы исследования.** Исследование работоспособности крэш-системы базируется на численном моделировании процессов аварийного столкновения электропоезда с использованием метода конечных элементов с явной схемой интегрирования разрешающих уравнений. Подтверждение адекватности разработанных математических моделей основывается на экспериментах с натурными образцами. При разработке технических решений, обеспечивающих улучшение функциональных параметров крэш-системы, производилось обобщение существующих конструкций устройств поглощения энергии.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Методика исследования работоспособности крэш-системы электропоезда.
2. Математическая модель аварийного столкновения электропоезда.
3. Результаты исследования моделей упругопластического материала на основе экспериментов с разрушением тонкостенных стальных трубок.
4. Результаты верификации модели устройства поглощения энергии по данным разрушающих испытаний на стенде.
5. Результаты исследований работоспособности аварийной крэш-системы с применением разработанной модели.



6. Разработанные мероприятия по модификации конструкции устройства поглощения энергии для улучшения функциональных характеристик крэш-системы.

**Степень достоверности результатов** проведенных исследований подтверждается соответствием результатов численного моделирования данным, полученным в экспериментальных исследованиях.

**Обоснованность результатов** диссертационного исследования достигается базированием на строго доказанных и корректно используемых выводах фундаментальных и прикладных наук, таких как теоретическая механика, механика сплошных сред, метод конечных элементов, теория упругости и теория пластического течения.

**Апробация результатов.** Материалы диссертационной работы докладывались на конференциях и семинарах: «Научно-техническая конференция, посвященная 135-летию Свердловской железной дороги» (Екатеринбург, УрГУПС, 2014), «Магнитолевитационные транспортные системы и технологии» (Санкт-Петербург, ПГУПС, 2015), «Техника и технологии наземного транспорта» (Екатеринбург, УрГУПС, 2015); «Проблемы и перспективы развития вагоностроения» (Брянск, БГТУ, 2016), «Инновационный транспорт-2016: специализация железных дорог» (Екатеринбург, УрГУПС, 2016). Основные положения диссертационной работы докладывались на заседаниях кафедры «Вагоны» (Екатеринбург, УрГУПС, в 2014-2016 гг.).

**Публикации.** Основные положения диссертационной работы и научные результаты опубликованы в 7 печатных работах, в том числе 2 статьи опубликованы в изданиях, входящих в «Перечень изданий, рекомендованных ВАК для публикации научных результатов диссертаций».

# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1 Краткий обзор исследований нагруженности вагонов при маневровых и аварийных соударениях

Поглощение кинетической энергии аварийного столкновения специальными необратимо деформируемыми конструкциями является базовым атрибутом концепции пассивной безопасности современного пассажирского подвижного состава. Роль таких конструкций выполняет аварийная крэш-система, которая представляет собой совокупность устройств поглощения энергии в поезде. Исследования в области оценки работоспособности аварийных крэш-систем подвижного состава теснейшим образом связаны с вопросами нагруженности вагонов при продольных соударениях.

Исследования по ударным взаимодействиям вагонов подвижного состава ведутся во ВНИИЖТе, ВНИКТИ, БГТУ, МГУПСе (МИИТ), ПГУПСе, ДИИТе, ИТМ НАНУ и ГКАУ и других научных и производственных организациях.

Значительный вклад в развитие знаний о продольной динамике вагонов внесли ученые: Н.Е. Жуковский, В.А. Лазарян, Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин, С.В. Вершинский, Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин, А.П. Болдырев, В.В. Кобищанов, В.Д. Хусидов, В.Н. Котуранов, П.А. Устич, В.Н. Филиппов, Г.И. Петров, С.В. Беспалько, А.В. Смольянинов, А.Э. Павлюков, М.М. Соколов, Ю.П. Бороненко, А.А. Битюцкий, В.Ф. Ушкалов, Г.И. Богомаз и многие другие.

Исследованиями аварийных столкновений пассажирского подвижного состава занимались: А.А. Битюцкий, Ю.П. Бороненко, М.В. Зверев, А.М. Орлова, Д.Я. Антипин, В.В. Кобищанов, Д.Ю. Расин, А.А. Азарченков, С.Г. Шорохов, Е.К. Рыбников, Н.М. Журавлев, В.Ф. Ушкалов, Г.И. Богомаз, Н.Е. Науменко, М.Б. Соболевская.

Выдающийся ученый Н.Е. Жуковский предложил первые математические модели железнодорожного подвижного состава. В первой из моделей поезд представлен в виде упругого стержня с массой (локомотивом) на одном из его концов. Вторая модель представляла поезд в виде цепочки упруго соединенных твердых тел. Обе модели позволяли оценить наибольшие силы, возникающие при трогании растянутого (без проявления зазоров) поезда [6].

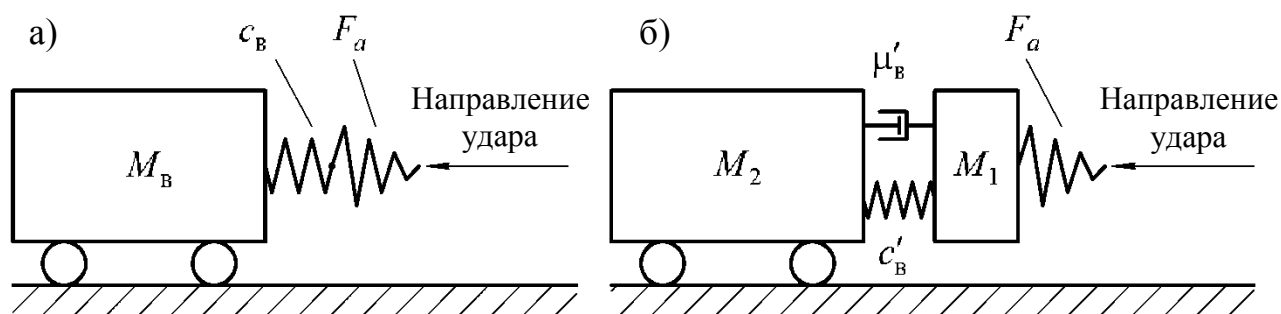
Впоследствии эти подходы были усовершенствованы В.А. Лазаряном, который рассмотрел физически более близкую к реальному растянутому поезду модель, представив его в виде стержня с упругими несовершенствами. несовершенства представлялись элементами соединенных тел и с коэффициентом вязкости, обратно пропорциональным частоте собственных упругих колебаний стержня. Такой подход позволил рассчитать изменение во времени межвагонных сил при трогании с места [7].

Затем в ДИИТе была создана электрическая модель упряжи с зазором, разработанная на основе аналоговых вычислительных машин, что позволило использовать дискретную расчетную схему, в которой каждый вагон рассматривался в виде твердого тела [8]. Таким образом, решалась задача по изучению динамики неоднородного поезда.

По мере увеличения быстродействия цифровых вычислительных машин уточнялось математическое описание силовых характеристик межвагонных соединений и внешних сил, действующих на поезд, за счет решения нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка на достаточно большом отрезке времени. Это позволило рассматривать расчетные схемы задач по моделированию переходных режимов движения поезда, в том числе ударных явлений в сцепках поезда, с получением численного результата в виде осциллограмм исследуемых процессов [9].

В БГТУ на основе исследований процессов в пружинно-фрикционных аппаратах Л.Н. Никольским был создан ряд математических моделей, и получены основные зависимости для расчета продольных нагрузок при соударении вагонов,

разработаны методики расчета и проектирования амортизаторов удара (поглощающих аппаратов) [10]. Разработанное Л.Н. Никольским научное направление получило свое развитие в трудах Б.Г. Кеглина, А.П. Болдырева [11, 12]. Для оценки влияния параметров амортизаторов удара на продольную динамику поезда использовались расчетные схемы поезда с одномассовыми или двухмассовыми моделями вагонов. В одномассовой модели предполагалось, что амортизирующее устройство с силовой характеристикой  $F_a$  установлено последовательно с упругим элементом вагона  $c_B$  массой  $M_B$  (на рисунке 1.1-а представлена расчетная схема такой модели). Однако в данном подходе упругие свойства вагона учитываются только тогда, когда амортизатор исчерпал возможности для своего перемещения. Разделить упругие свойства вагона и амортизатора позволила двухмассовая модель вагона, которая представлена на рисунке 1.1-б с описанием упруго-вязких свойств вагона, выраженных через параметры жесткости  $c'_B$  и вязкости  $\mu'_B$ . В данном случае масса  $M_1$  состоит из массы амортизирующего устройства и присоединенной части рамы вагона, а  $M_2$  – из остальной части массы вагона. Решение дифференциальных уравнений модели поезда с использованием методов Рунге-Кутты второго или четвертого порядка и методом Адамса позволило рассчитать силы, действующие в разных сечениях поезда, и по этим данным определить критерии эффективности амортизаторов удара.



а) – одномассовая модель вагона; б) – двухмассовая модель вагона

Рисунок 1.1 – Модели вагона в задачах соударения вагонов

В работе Г.И. Петрова разрабатывались математические модели, в которых каждый вагон, состоящий из кузова с грузом и элементов ходовых частей, формировался посредством расчетной схемы в виде системы твердых тел, соединенных между собой нелинейными упруго-фрикционными связями с кинематическими и динамическими ограничениями внутренних и внешних сил и моментов с учетом контактной жесткости деталей и узлов [13]. Полученные модели позволили определить кинематические параметры всех элементов вагона (перемещения, скорости, ускорения) и величины динамических нагрузок в системе твердых тел расчетной схемы, что позволило исследовать нагруженность вагонов при продольных соударениях на сортировочных станциях, движение вагонов в прямых и криволинейных участках при отклонении от норм содержания ходовых частей и пути, а также процессы при аварийном падении на путь вагона с электромагнитным подвешиванием.

Под руководством профессора Е.П. Блохина в ДИИТе созданы методики расчета на прочность вагонов при маневровых соударениях [14]. Для исследования плоских колебаний кузова вагона, вызванных продольными ударами, он представлялся в виде стержня с переменным по длине положением центра тяжести поперечного сечения. С целью упрощения принималось, что груз не перемещается относительно кузова, обладает инерцией и не оказывает сопротивления деформациям кузова. Движение такого стержня описывалось уравнениями в частных производных, полученными с использованием уравнения Лагранжа второго рода. Такой подход позволял получить комплекс динамических нагрузок: сил, реакции опор, моментов, сил инерции и их моментов. Для оценки напряжений в элементах грузовых экипажей, возникающих при продольных ударах, по найденным значениям динамических нагрузок и с помощью метода конечных элементов (МКЭ) осуществлялся статический расчет. Рассмотренная реализация методики поэтапного расчета позволяла на первом этапе получить интегральные характеристики нагруженности и решить в связи с этим задачу исследования напряженно-деформированного состояния кузова вагона при продольном ударе. Однако это не позволяло провести предварительный анализ динамических напря-

жений в исследуемых элементах без составления конечно-элементной расчетной схемы второго этапа. Это усложняло решение задачи поиска оптимальной конструкции, связанного с проведением многовариантных расчетов и требующего каждый раз изменения расчетной схемы.

Работы профессора В.Д. Хусидова и многих его учеников в МИИТ посвящены подходам, в которых для предварительной оценки динамической нагруженности вагонные конструкции идеализировались в виде пространственной системы. Основные положения и идеи данных методов изложены в трудах [15-17]. В общем случае на первом этапе конструкция идеализировалась в виде составных элементов: стержней, пластин и т. д. Составлялась расчетная схема, включающая компоновку указанных элементов, способы их соединения (шарнир, заделка, жесткий узел и т. п.), места и характер приложения нагрузок. Затем от расчетной схемы переходили к математической модели процесса, представляющей дифференциальные уравнения динамического равновесия, в которых граничные условия математически описывают способы соединения всех элементов в единую конструкцию и внешние сосредоточенные или распределенные нагрузки. Дифференциальные уравнения в частных производных полученной математической модели интегрировались численными методами: методом сеток или методом прямых, основанных на замене производных разностными выражениями. В результате получали зависимости от времени деформаций, внутренних усилий и напряжений в рассматриваемых конструктивных элементах от действия заданных динамических сил.

Для оценки нагруженности торцевой стены полувагона при маневровых соударениях в работе А.Э. Павлюкова разработана и применена математическая модель колебаний системы «полувагон – торцевая стена – сыпучий груз», представленная в виде стержневой распределенной системы и масс груза, взаимодействующих со стержневыми элементами [18]. По результатам моделирования определялись изгибающие моменты и напряжения в элементах торцевой стены, кинематические параметры системы и динамические нагрузки. Затем разрабатывалась конечно-элементная пластинчато-стержневая модель кузова, и данные о нагру-

женности, полученные на первом этапе, использовались в квазистатической задаче для исследования напряженно-деформированного состояния торцевой стены от давления груза и продольной динамической нагрузки, передаваемой через автосцепку, посредством метода конечных элементов.

Для исследования нагруженности цистерн при аварийных режимах соударений А.В. Смольяниновым использовались расчетные модели, имитирующие колебания вагона при ударном взаимодействии [19]. Конечно-элементная расчетная схема цистерны представляла собой набор сосредоточенных масс, соединенных стержнями конечной жесткости с определенными геометрическими характеристиками. В качестве конечного элемента был принят балочный элемент с жесткими вставками конечных размеров. Массы автосцепного оборудования и ходовых частей учитывались как сосредоточенные. Структурная схема поглощающего аппарата имела вид параллельного соединения элементов жесткости и сухого трения, которые последовательно соединялись с жестким элементом, моделирующим работу закрытого поглощающего аппарата. Конечный элемент аппарата представлялся в виде одноосного стержня с сосредоточенной массой. Сформированная таким образом модель с распределенными и сосредоточенными параметрами решалась с помощью уравнений динамического равновесия

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{R(t)\}, \quad (1.1)$$

где  $[M]$  – матрица масс;

$\{\ddot{u}\}$  – вектор ускорений;

$[D]$  – матрица демпфирования;

$\{\dot{u}\}$  – вектор скоростей;

$[K]$  – матрица жесткости;

$\{u\}$  – вектор перемещений;

$\{R(t)\}$  – вектор обобщенных сил.

Интегрирование разрешающих уравнений, описывающих ударное воздействие цистерны, осуществлялось прямым методом Ньюмарка [20]. Анализу подвергались перемещения, скорости и ускорения узлов динамической модели, а также усилия, возникающие в конечных элементах. Достоверность полученных результатов подтверждалась данными натурных ударных испытаний цистерны. Качественное сопоставление проводилось по осциллограммам процессов в конечных элементах модели и в соответствующих сечениях рамы натурального объекта. Количественное сопоставление осуществлялось по величинам сил в аналогичных сечениях для исследуемых скоростей соударений. Использованный автором подход позволил исследовать варианты конструктивных исполнений физической защиты цистерн.

В работе С.В. Беспалько [21] для анализа напряженного состояния цистерн при маневровых и аварийных ударах также был использован метод конечных элементов. Котел цистерны в данной работе имел пространственное представление в виде оболочки вращения, подкрепленной кольцевыми стержнями. Для интегрирования уравнения динамического равновесия (1.1), использовался метод разложения по собственным формам [20]. Разработанная модель позволила оценить напряженно-деформированное состояние котла цистерны под воздействием штатных механических нагрузок (внутреннего давления, локальных нагрузок и их совместного действия) и оценить влияние аварийных воздействий при ударе в котел цистерны автосцепкой соседнего вагона.

Исследования динамики аварийного столкновения скоростного поезда «Сокол» и разработка методических основ по проектированию его крэш-системы проводились в ПГУПСе А.А. Битюцким, Ю.П. Бороненко, М.В. Зверевым и А.М. Орловой [22- 25]. Для этого была разработана нелинейная одномерная математическая модель скоростного поезда, и созданы конечно-элементные модели конструкций жертвенных частей вагонов скоростного поезда с аварийными амортизаторами (устройствами поглощения энергии). В одномерной модели вагоны и препятствие представлялись сосредоточенными массами, которые взаимодействовали через сложные элементы связи, моделирующие параллельную работу



аварийных амортизаторов поезда и автосцепных устройств. Элементы связи описывались логическими схемами, включающими в себя зависимости от деформации в каждом режиме работы элемента и набор условий переключения между ними. Такая расчетная модель позволила определить продольные ускорения вагонов, усилия в жертвенных элементах и их остаточные деформации. Для нелинейного динамического анализа конструкции жертвенного тамбура использовался метод конечных элементов с явной схемой интегрирования разрешающих уравнений по времени в программном комплексе LS-DYNA. Такой подход позволил получить данные о формах пластических деформаций и кривую зависимости усилия деформирования от величины пластической деформации в исследуемой конструкции для прогнозирования характера деформирования, вероятных зон разрушения и энергоемкости жертвенных частей при аварийных столкновениях.

В трудах Д.Я. Антипина, В.В. Кобищанова, Д.Ю. Расина, А.А. Азарченкова и С.Г. Шорохова из БГТУ решались задачи по обеспечению пассивной безопасности пассажирского подвижного состава. Модель аварийного столкновения пассажирского поезда с препятствием в работе [26] создавалась в программной среде «Универсальный механизм». В состав расчетной модели входили: упругий кузов в виде системы трех абсолютно твердых тел, связанных упруго-диссипативными связями, тележки, автосцепное оборудование и буферные устройства. В работе [27] разрабатывалась аналогичная модель пассажирского поезда, но с использованием гибридной модели первого пассажирского вагона с головы поезда для учета малых упругих деформаций в кузове. В итоге такие расчетные модели позволили авторам оценить распределение максимальных сжимающих сил и распределение ускорений по длине поезда в процессе столкновения поезда. В работах [28, 29] исследовалось явление подскока пассажирского вагона при аварийном соударении на основе нелинейного динамического анализа методом конечных элементов. С этой целью была разработана конечно-элементная модель концевой части кузова вагона-упора, жестко закрепленная в пространстве по плоскости сечения, и конечно-элементарная модель кузова накатываемого вагона (вагона-бойка). каждо-

му узлу расчетной схемы вагона-бойка задавалась начальная скорость 20 км/ч, направленная вдоль оси вагона в сторону вагона-упора. По результатам моделирования определялся уровень пластических деформаций в кузове вагона, анализировались ускорения элементов кузова, давалась оценка возможности подскока вагона в зависимости от наличия или отсутствия средств пассивной безопасности.

В работах Е.К. Рыбникова и Н.М. Журавлева [30, 31] разработана модель аварийного столкновения электропоезда с использованием метода конечных элементов и явным методом интегрирования разрешающих уравнений в программном комплексе MSC.DYTRAN. В расчетной модели использовалась пространственная конечно-элементная модель кузова головного вагона и конструкции необратимо деформируемых элементов системы пассивной безопасности, остальные пять вагонов состава представлялись недеформируемыми телами, имеющими соответствующие массы  $M_B$  и соединенные силовыми элементами с заданной силовой характеристикой  $F_a$ . В соответствии с расчетной схемой электропоезд в начальный момент времени двигался с заданной скоростью  $\vec{v}_0$  в направлении абсолютно твердого препятствия массой  $M_{II}$ , как показано на рисунке 1.2. В результате такая модель позволила оценить продольные ускорения в вагоне  $\vec{a}$ , необратимые деформации кузова вагона  $\varepsilon_K$  и количество кинетической энергии  $E_{УПЭ}$ , погашенной устройством поглощения энергии в процессе столкновения.

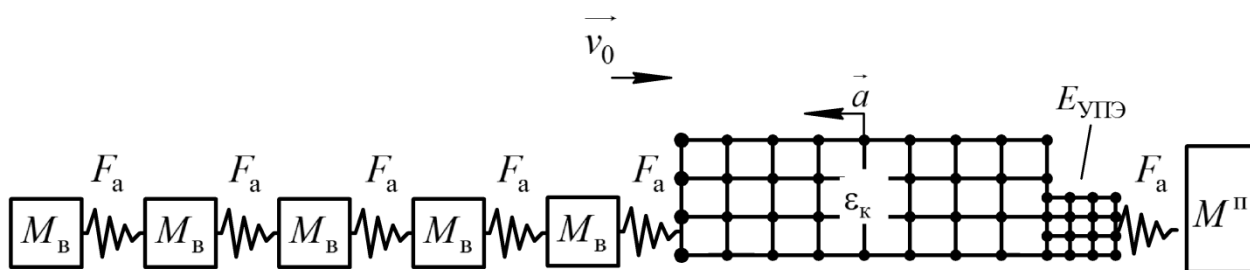


Рисунок 1.2 – Расчетная схема аварийного столкновения электропоезда ЭР2

Аналогичный подход использовали Г.И. Богомаз, М.Б. Соболевская, В.Ф. Ушкалов и Н.Е. Науменко при разработке крэш-системы электровоза ЭП20 [32-36]. В своих работах они используют расчетную модель, которая состояла из конечно-элементной модели конструкции каркаса кабины с устройством поглощения энергии. В соответствии с расчетной схемой, принятой в этих работах, плоское недеформируемое тело с заданной массой и скоростью двигалось навстречу электровозу. По результатам моделирования оценивалась энергоемкость устройства поглощения энергии, зоны деформации кабины машиниста, определялись необратимые деформации и уровень перегрузок в зоне расположения локомотивной бригады.

Расчетные модели, позволяющие провести нелинейный динамический анализ конструкций подвижного состава при аварийном столкновении, получили значительное развитие в работах ученых из Корейского университета передовых технологий (Тэджон, Южная Корея), Сеульского национального университета науки и технологий (Сеул, Южная Корея) и Корейского института машиностроения и материаловедения (Тэджон, Южная Корея) [37-39]. В своих исследованиях они используют конечно-элементную модель высокоскоростного электропоезда. Расчетная схема такой модели приведена на рисунке 1.3. Она включала подробные конечно-элементные модели головного и двух прицепных вагонов, которые состояли из модели крэш-системы, кузова и тележек с учетом их динамических свойств и подробным описанием контактного взаимодействия поверхности катания колесных пар и рельсов. Остальные вагоны представлялись элементами сосредоточенных масс  $M_B$ , соединенными упругими силовыми связями, моделирующими жесткости вагона  $c_B$  и жесткость пружин сцепных устройств. В соответствии с расчетной схемой поезд в начальный момент двигался со скоростью  $\vec{v}_0$  в направлении абсолютно твердого препятствия с массой  $M_{\Pi}$ . Так же как в работах, изложенных выше, по результатам моделирования оценивались следующие параметры аварийного столкновения: продольные ускорения в вагоне  $\vec{a}$ , необратимые деформации кузова вагона  $\epsilon_K$  и количество кинетической энергии  $E_{УПЭ}$ , поглощенной крэш-системой в процессе столкновения.

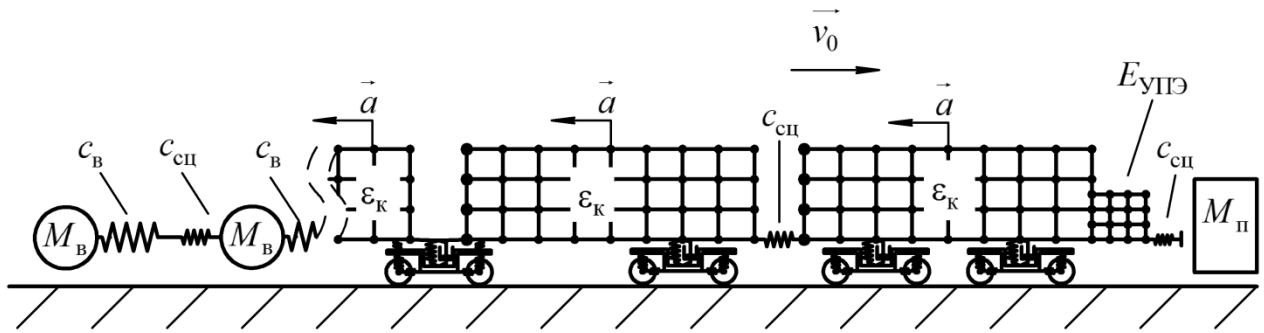


Рисунок 1.3 – Расчетная схема аварийного столкновения  
высокоскоростного электропоезда

По результатам исследований авторы отмечают, что при наличии подробного описания опоры кузова на тележки с учетом их динамических свойств расчетный результат выявил продольный изгиб кузова головного вагона, который не наблюдался при моделировании аналогичной расчетной схемы, но без учета ходовых частей [38] (рисунок 1.4). Кроме того, применение динамической модели тележек позволило оценить возможность схода вагонов при аварийном столкновении [39]. Также результаты моделирования показали значительные остаточные деформации в области между первым и вторым вагоном, что подтвердило целесообразность применения подробной пространственной модели первого прицепного вагона.



Рисунок 1.4 – Результаты моделирования аварийного столкновения  
высокоскоростного электропоезда

На основе выполненного обзора можно выделить три подхода, которые использовались в исследованиях нагруженности вагонов при маневровых и аварий-

ных соударениях. Первый подход подразумевал создание моделей вагонных конструкций в виде системы сосредоточенных масс или абсолютно твердых тел, соединенных между собой силовыми связями. Такой подход позволял определить кинематические параметры элементов исследуемой системы и величины динамических нагрузок. Второй подход – поэтапный, где сначала решалась динамическая задача методами теории колебаний с определением кинематических параметров, динамических нагрузок и предварительной оценкой напряжений в конструкциях вагонов, а затем проводился статический анализ на основе метода конечных элементов с приложением максимальных динамических и инерционных сил к рассматриваемой части вагона для уточненной оценки напряженно-деформированного состояния. Третий подход предполагал проведение нелинейного динамического анализа соударяющихся конструкций на основе метода конечных элементов с явной схемой интегрирования разрешающих уравнений по времени. Такой подход наиболее применим к задаче исследования работоспособности аварийной крэш-системы подвижного состава, поскольку позволял определить кинематические параметры, уровень нагрузок и напряженно-деформированное состояние вагонных конструкций с возможностью выявления остаточных деформаций в кузовах вагонов и учетом нелинейного характера работы узлов крэш-системы.

## **1.2 Обзор характеристик и конструктивных особенностей устройств поглощения энергии аварийных крэш-систем**

### **1.2.1 Обзор характеристик устройств поглощения энергии**

Работоспособность крэш-системы непосредственно зависит от характеристик устройств поглощения энергии, отражающих их способность преобразовать кинетическую энергию удара в необратимую деформацию. На начальных этапах

проектирования аварийных крэш-систем производится выбор данных характеристик в зависимости от массы, скорости движения и особенностей конструкции подвижного состава. К основной характеристике конкретного устройства поглощения энергии относят диаграмму деформирования. Под ней понимается график зависимости изменения линейных размеров устройства поглощения энергии от величины осевой силы деформирования, приложенной к устройству (рисунок 1.5). По кривой диаграммы деформирования выявляются другие характеристики устройства поглощения энергии: длина рабочего участка диаграммы деформирования  $\Delta l_{\max}$ ; энергоемкость  $E_a$ ; среднее значение осевой силы деформирования  $F_m$ ; сила срабатывания  $F_p$ .

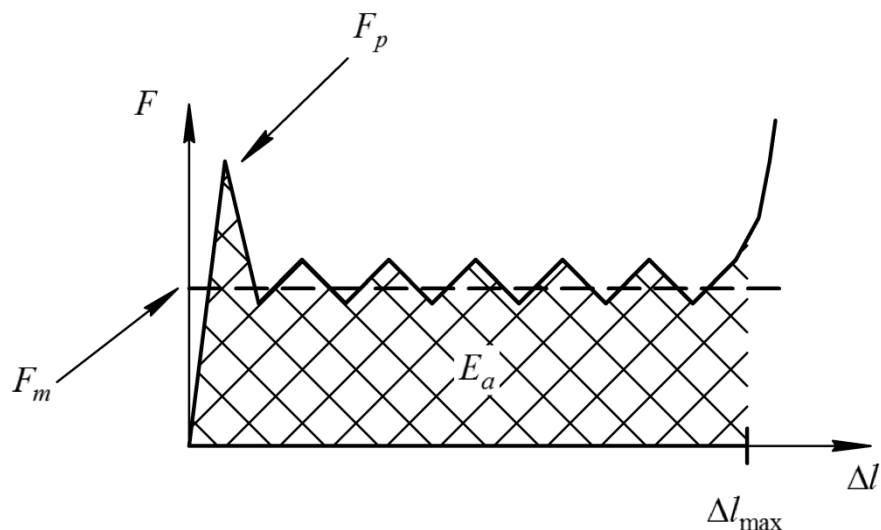


Рисунок 1.5 – Диаграмма деформирования с обозначением основных характеристик устройства поглощения энергии

Длина рабочего участка диаграммы деформирования  $\Delta l_{\max}$ , м, равна величине изменения линейных размеров устройства от начала его деформирования до завершения

$$\Delta l_{\max} = l_0 - l_1, \quad (1.2)$$

где  $l_0$  – исходная длина устройства поглощения энергии, м;

$l_1$  – длина устройства поглощения энергии после деформации, м.

Энергоемкость устройства поглощения энергии – это количество механической энергии, которое затрачивается на максимальное необратимое деформирование его конструкции. Энергоемкость  $E_a$ , Дж, определяется по формуле

$$E_a = \int_0^{\Delta l_{\max}} F(\Delta l) d\Delta l, \quad (1.3)$$

где  $F(\Delta l)$  – значение осевой силы деформирования, соответствующее величине изменения длины устройства поглощения энергии  $\Delta l$  на диаграмме деформирования, Н.

Среднее значение осевой силы деформирования  $F_m$ , Н, определяется как отношение энергоемкости устройства поглощения энергии к длине рабочего участка

$$F_m = \frac{E_a}{\Delta l_{\max}}. \quad (1.4)$$

Сила срабатывания  $F_p$  равна пиковой силе, после которой начинается пластическое деформирование устройства поглощения энергии и выявляется непосредственно на диаграмме деформирования.

При разработке устройств поглощения энергии также пользуются следующими характеристиками: удельной энергией поглощения  $S_E$  и коэффициентом силы деформирования  $C_F$ .

Удельная энергия поглощения  $S_E$ , Дж/кг, равна количеству поглощенной энергии на единицу массы устройства

$$S_E = \frac{E_a}{M_a}, \quad (1.5)$$

где  $M_a$  – масса устройства поглощения энергии, кг.

Данная характеристика позволяет выбрать наиболее легкую конструкцию устройства при заданной энергии поглощения.

Коэффициент силы деформирования  $C_F$  определяется как отношение средней силы деформирования к силе срабатывания устройства поглощения энергии

$$C_F = \frac{F_m}{F_p} . \quad (1.6)$$

Данная характеристика позволяет выбрать устройство поглощения энергии с наименьшей силой срабатывания среди устройств с одинаковой энергоемкостью и длиной рабочего участка деформирования.

В проанализированных трудах, посвященных разработке аварийных крэш-систем пассажирского подвижного состава [40-42], авторы уделяют большое внимание таким характеристикам, как энергоемкость и сила срабатывания. Это связано с тем, что недостаточная энергоемкость устройства приведет к тому, что при столкновении непогашенная часть энергии удара передается пассажирам внутри салона, а высокая сила срабатывания может препятствовать работе устройства поглощения энергии, в результате чего крэш-система не сможет выполнять свои функции. Кроме того, в работах подчеркивается важность стабильности осевой силы деформирования, поскольку при наличии резких скачков этой силы поглощение энергии может прекратиться, при этом, чем выше амплитуда возрастания силы, тем выше будет перегрузка внутри салона.

### 1.2.2 Обзор конструктивных особенностей устройств поглощения энергии

В производстве устройств поглощения энергии широко распространены тонкостенные металлические трубы. На поглощающие характеристики труб влияют тип металла, геометрические параметры и заданный режим деформирования. Для тонкостенных металлических труб можно выделить следующие режимы деформирования:



– осевое деформирование. Режим деформирования характеризуется тем, что нагрузка, направленная вдоль продольной оси трубы, приводит к локальной пластической потере устойчивости стенок трубы с образованием кольцевых складок;

– поперечное деформирование. В таком режиме деформирования сжимающая нагрузка направлена перпендикулярно продольной оси трубы;

– деформирование с выворачиванием стенок. В данном режиме энергия поглощается при вдавливании трубы в пуансон специальной формы, что приводит к радиальной пластической деформации и выворачиванию стенок трубы;

– деформирование с расширением стенок. Режим деформирования осуществляется за счет вдавливания жертвенной трубы в более жесткую трубу с конической контактной поверхностью, при этом энергия поглощается за счет радиальной пластической деформации и за счет трения стенок труб;

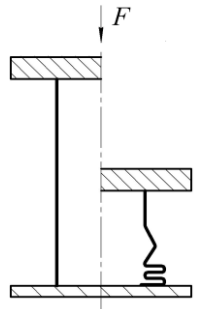
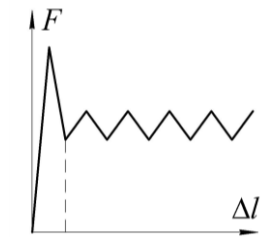

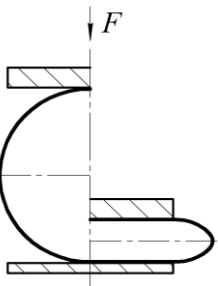
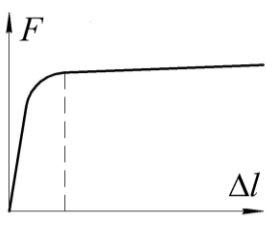
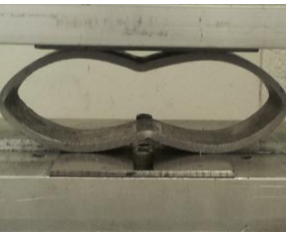
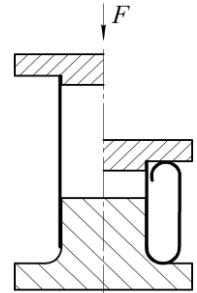
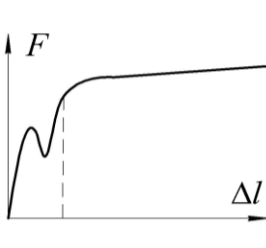

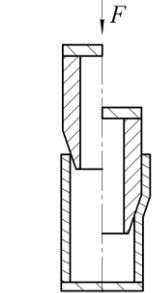
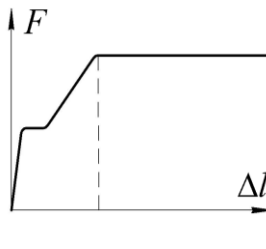
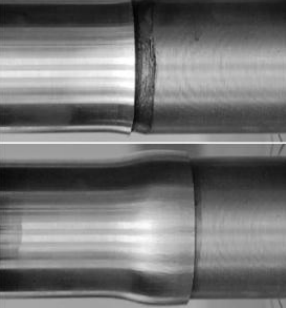
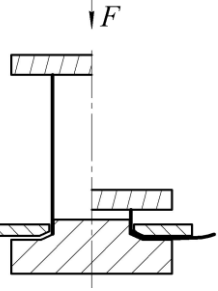
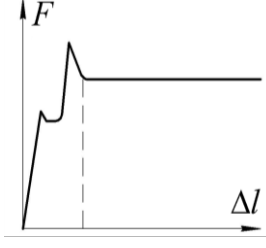
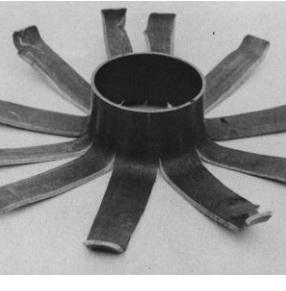
– деформирование с разрывом стенок трубы. Режим деформирования сопровождается образованием множества продольных трещин на деформируемой трубе и сопутствующим разделением ее стенки на полосы.

На основе анализа работ [43-47] в таблице 1.1 приведены характеристики поглощения энергии для стальных труб в зависимости от режимов деформирования. В таблице 1.2 представлено сравнение режимов деформирования по схемам нагружения, диаграммам деформирования и формам пластической деформации.

Таблица 1.1 – Характеристики поглощения энергии для стальных труб в зависимости от режимов деформирования

| Характеристика поглощения энергии | Осевое деформирование | Поперечное деформирование | Выворачивание стенок | Расширение стенок | Разрыв стенок |
|-----------------------------------|-----------------------|---------------------------|----------------------|-------------------|---------------|
| $C_F$                             | 0,3                   | 0,9                       | 0,8                  | 0,8               | 0,6           |
| $S_E$ , кДж/кг                    | от 8 до 30            | от 2 до 8                 | от 6 до 12           | от 9 до 24        | от 6 до 20    |

Таблица 1.2 – Режимы деформирования труб

| Режим                     | Схема нагружения  | Диаграмма деформирования  | Форма деформации   | Комментарий  |
|---------------------------|---|---|--|--|
| Осевое деформирование     |    |    |    | <b>Достоинства:</b> высокая энергоемкость<br><b>Недостатки:</b> низкий коэффициент силы деформирования; нестабильная сила деформирования.  |
| Поперечное деформирование |    |    |    | <b>Достоинства:</b> высокий коэффициент силы деформирования; стабильная сила деформирования.<br><b>Недостаток:</b> низкая энергоемкость.   |
| Выворачивание стенок      |   |  |  | <b>Достоинства:</b> высокий коэффициент силы деформирования и стабильная сила деформирования.<br><b>Недостаток:</b> сложность конструкции. |
| Расширение стенок         |  |  |  | <b>Достоинства:</b> высокий коэффициент силы деформирования и стабильная сила деформирования.<br><b>Недостаток:</b> сложность конструкции. |
| Разрыв стенок             |  |  |  | <b>Достоинства:</b> стабильная сила деформирования.<br><b>Недостаток:</b> сложность конструкции.   |

Устройства поглощения энергии чаще всего изготавливают из тонкостенных металлических конструкций, которые поглощают энергию по аналогии с осевым деформированием труб. Такие устройства обладают высокой энергоемкостью, имея весьма простую конструкцию, однако существуют также недостатки, выраженные в высокой силе срабатывания и нестабильной осевой силе деформирования.

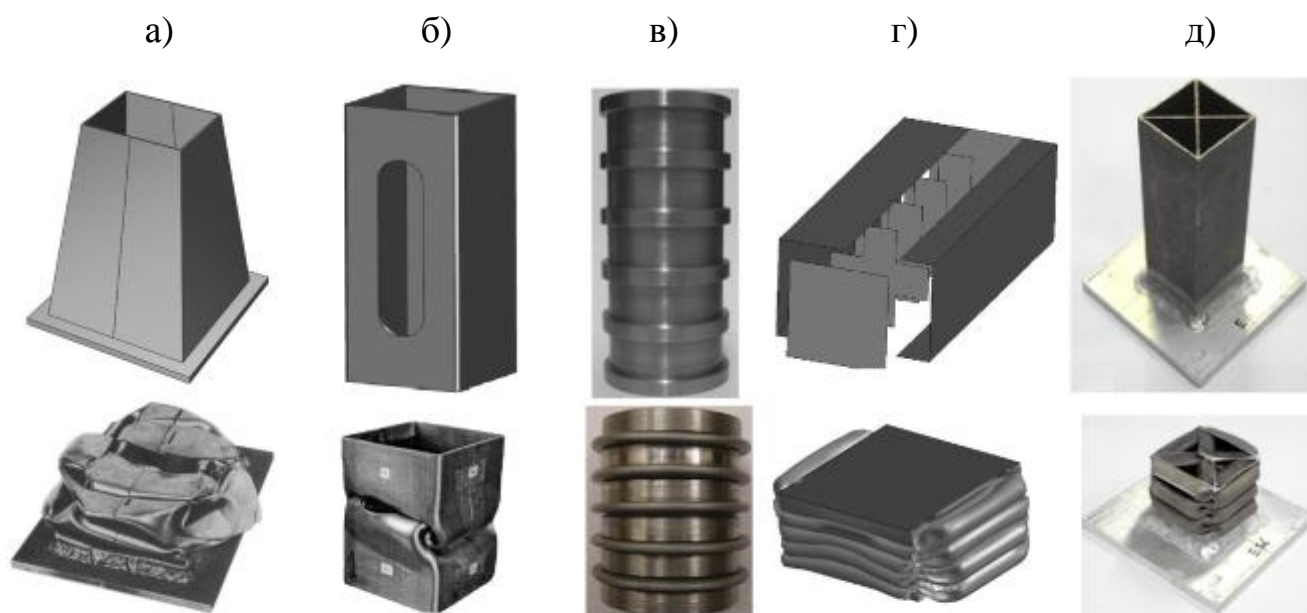
Для уменьшения силы срабатывания требуется снизить локальную жесткость устройства поглощения энергии, например, за счет уменьшения толщины стенок на определенном участке конструкции устройства. Другой способ заключается в разработке устройства поглощения энергии с уклоном его граней относительно продольной оси (в форме усеченной пирамиды) [48], как показано на рисунке 1.6-а. Также добиться снижения силы срабатывания можно за счет внедрения специальных зон концентрации напряжений, в частности путем создания перфораций в конструкции устройства поглощения энергии [49], как показано на рисунке 1.6-б.

Хорошими характеристиками поглощения энергии при осевом деформировании обладают толстостенные трубы с выточками в виде широких канавок на наружной поверхности, как изображено на рисунке 1.6-в. Эксперименты, проведенные в работе [50] показали, что в процессе нагружения пластическая деформация происходит в пространстве широких канавок, при этом толстые участки обеспечивают устойчивое разрушение всей конструкции. В результате такое преобразование снижает чувствительность к отклонениям угла нагружения, снижает силу срабатывания и стабилизирует осевую силу деформирования.

Другой способ обеспечения стабильной силы деформирования заключается во внедрении металлических диафрагм внутрь устройства поглощения энергии, как показано на рисунке 1.6-г [51].

Добиться повышения энергоемкости устройства поглощения энергии при неизменных габаритных размерах можно путем внедрения вспомогательных ячеек. В работе [44] благодаря такому техническому решению удалось увеличить

удельную энергоемкость трубы с 11,21 до 35,00 кДж/кг. Пример таких конструкций представлен на рисунке 1.6-д.



а) – проектирование уклона граней; б) – создание перфораций;

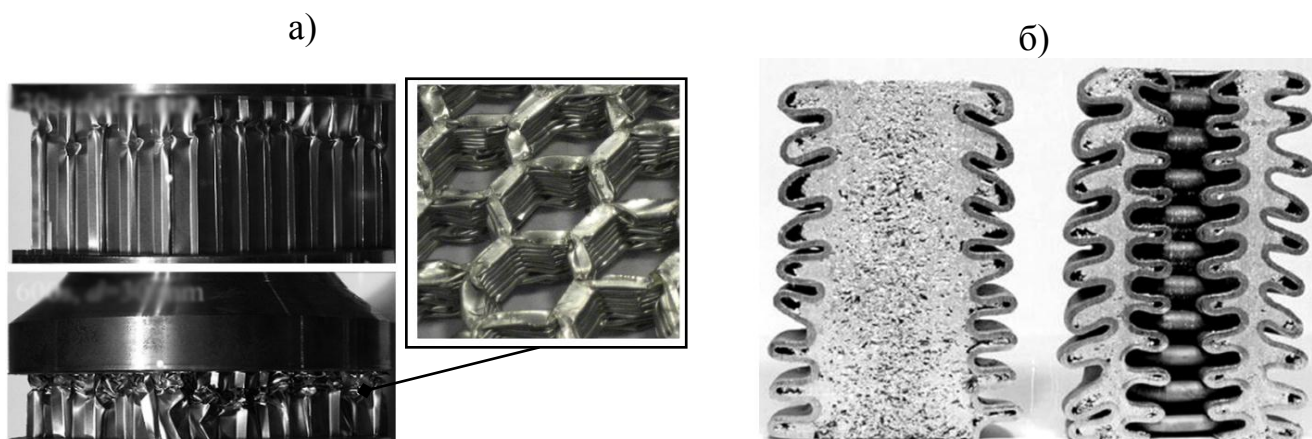
в) – создание выточек; г) – внедрение диафрагм;

д) – внедрение вспомогательных ячеек

Рисунок 1.6 – Технические решения по улучшению характеристик поглощения энергии

Сотовые структуры из алюминия представляют собой массив из полых ячеек, образованных тонкими вертикальными стенками (рисунок 1.7-а). Они обладают хорошими характеристиками поглощения за счет высокой прочности в сочетании с легким весом. В работе [52] проводились экспериментальные исследования параметров разрушения сотовых структур. По результатам исследований определено, что на поглощающие характеристики таких элементов влияет отношение толщины стенки к диаметру вписанной окружности ячейки и угол ветвления ячеек. В работе [53] сотовые структуры внедряли в тонкостенную стальную конструкцию зоны деформации пассажирского вагона, что позволило увеличить ее энергоемкость на 25% и обеспечить стабильную силу деформирования.

С целью получения заданных характеристик поглощения энергии используют вспененные металлы. Ими наполняют тонкостенные металлические оболочки, как показано на рисунке 1.7-б. Данный материал характеризуется высоким уровнем поглощения энергии за счет низкой плотности и высокой жесткости. Влияние пеноалюминия на поглощающие характеристики металлических труб изучалось в работе [54]. Было выявлено, что трубы, наполненные пеноалюминием, более устойчивы при разрушении. На поглощающие характеристики пеноалюминия влияет его плотность. В работе [55] была проведена оптимизация плотности наполнителя из пеноалюминия для металлической трубы, в результате чего энергоемкость по сравнению с пустой трубой возросла на 64%, а удельная энергоемкость увеличилась на 13,4%.



а) сотовые структуры; б) металлические трубы наполненные пеноалюминием

Рисунок 1.7 – Конструктивные элементы устройства поглощения энергии

В открытых источниках имеется множество научных трудов, посвященных исследованию поглощающих характеристик полимерных композиционных материалов. В работе [56] проводились испытания композиционных трубок, в результате выявлено, что поглощение энергии композитами осуществляется за счет различных видов разрушения: местного продольного изгиба, общего продольного изгиба, хрупкого разрушения и расслоения волокон. В работе [57] в рамках разра-

ботки аварийной крэш-системы для высокоскоростного электропоезда исследовались характеристики поглощения энергии сэндвич трубы, состоящей из полимерной композиционной оболочки и сердечника, выполненного из алюминиевых сот. На рисунке 1.8 представлены разрушающие испытания такого устройства поглощения энергии, результаты этих испытаний показали, что сэндвич трубы из полимерного композиционного материала в зависимости от параметров сотовых структур имеют удельную энергоемкость от 14 до 27 кДж/кг, что является довольно высоким показателем.



Рисунок 1.8 – Устройство поглощения энергии из полимерного композита

Таким образом, на этапах проектирования крэш-системы проблема обеспечения пассивной безопасности при аварийном столкновении решается за счет рационального выбора характеристик поглощения энергии и связанных с ними конструктивных особенностей устройства поглощения энергии. На основании выполненного обзора была разработана представленная на рисунке 1.9 схема классификации технических решений по улучшению характеристик устройств поглощения энергии, работающих в режиме осевого деформирования.



Рисунок 1.9 – Технические решения по улучшению характеристик устройств поглощения энергии

Для увеличения энергоемкости устройств поглощения энергии в их конструкцию внедряют следующие конструктивные элементы: вспомогательные ячейки, сотовые структуры, вспененные металлы, либо используют сэндвич панели из полимерных композиционных материалов. Для уменьшения силы срабатывания конструкцию устройства поглощения энергии выполняют с уклоном граней относительно продольной оси, уменьшают толщину стенок отдельных частей

конструкции, создают перфорации или выточки. Для обеспечения стабильности силы деформирования в его конструкцию внедряют диафрагмы, вспененные металлы, сотовые структуры, либо создают выточки.

### **1.3 Обзор нормативных требований к аварийным крэш-системам пассажирского подвижного состава**

В 1997 году в Европе был запущен научно-исследовательский проект по безопасности на железной дороге «SAFETRAIN» («Безопасный поезд»), в котором были задействованы более десятка европейских железнодорожных компаний и производителей подвижного состава, таких как Deutsche Bahn, SNCF, Alstom, Siemens, Bombardier и т.д. [58]. В рамках проекта было проведено множество исследований по пассивной безопасности подвижного состава, которые включали моделирование поведения человека при столкновении поезда, нелинейный динамический анализ конструкции подвижного состава методом конечных элементов и натурные испытания на столкновение подвижного состава.

Результаты исследований способствовали разработке нормативного документа по обеспечению пассивной безопасности на железных дорогах – EN 15227 «Подвижной состав железных дорог. Требования по ударопрочности вагонных кузовов» [59]. В соответствии с принципами обеспечения пассивной безопасности по EN 15227 крэш-система должна ограничивать ускорения единиц подвижного состава, обеспечивать целостность конструкции кузова в области расположения пассажиров и снижать риск схода подвижного состава с рельсов.

Обеспечить абсолютную защиту людей при всех возможных случаях столкновений не представляется возможным, поэтому в нормативном документе вводится понятие сценария аварийного столкновения как определенного расчетного случая, при котором выполняется контроль выполнения требований к аварийной крэш-системе. Для разработки сценариев столкновений использовались данные расследований в отношении 500 аварий за период с 1991 по 1995 год в 12 желез-



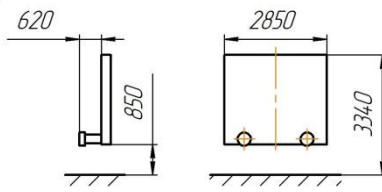
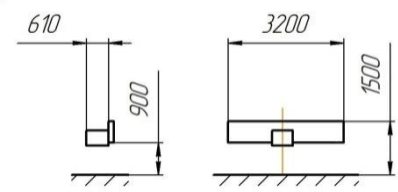
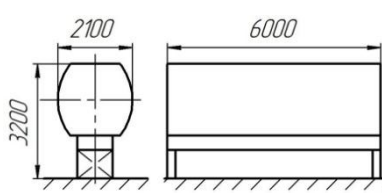
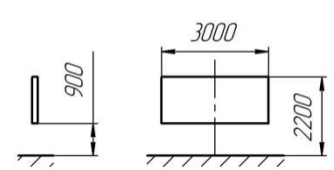
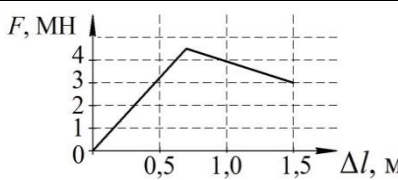
нодорожных компаниях Европы. Анализ данных позволил определить наиболее часто встречающиеся случаи столкновений в зависимости от применения подвижного состава. Так при проверке требований к крэш-системе поезда, курсирующего на региональных сетях европейских железных дорог, необходимо использовать следующие сценарии столкновений: лобовое столкновение с идентичным подвижным составом, столкновение с грузовым вагоном и столкновение с грузовым автомобилем на железнодорожном переезде.

Согласно требованиям стандарта EN 15227 работоспособность аварийной крэш-системы оценивается по следующим критериям:

- по величинам продольных ускорений единиц подвижного состава;
- по величинам остаточных деформации кузовов подвижного состава;
- по условию сохранения контакта между колесами и рельсами (для оценки риска наползания вагонов).

Разработкой стандарта для аварийных крэш-систем отечественного подвижного состава занимались ОАО «ВНИИЖТ» и ОАО «ВНИКТИ». Используя основные положения европейского стандарта EN 15227, был разработан ГОСТ 32410-2013 «Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля» [5]. Тем не менее, отечественный стандарт не является эквивалентным европейскому, что обусловлено различиями в конструкции подвижного состава и в статистике аварийных столкновений на железных дорогах государств СНГ и Европейского союза. Проверка работоспособности крэш-системы в данном стандарте осуществляется по величинам продольных ускорений единиц подвижного состава и величинам остаточных деформаций кузовов, без проверки условия сохранения контакта между колесами и рельсами. Аналогично европейскому стандарту контроль выполнения требований к крэш-системе проводится по расчетным сценариям: аварийное столкновение на железнодорожном переезде с автомобилем и столкновение с грузовым вагоном. В таблице 1.3 представлено сравнение сценариев столкновений подвижного состава (ПС) по ГОСТ 32410-2013 и EN 15227.

Таблица 1.3 – Сравнение сценариев столкновения

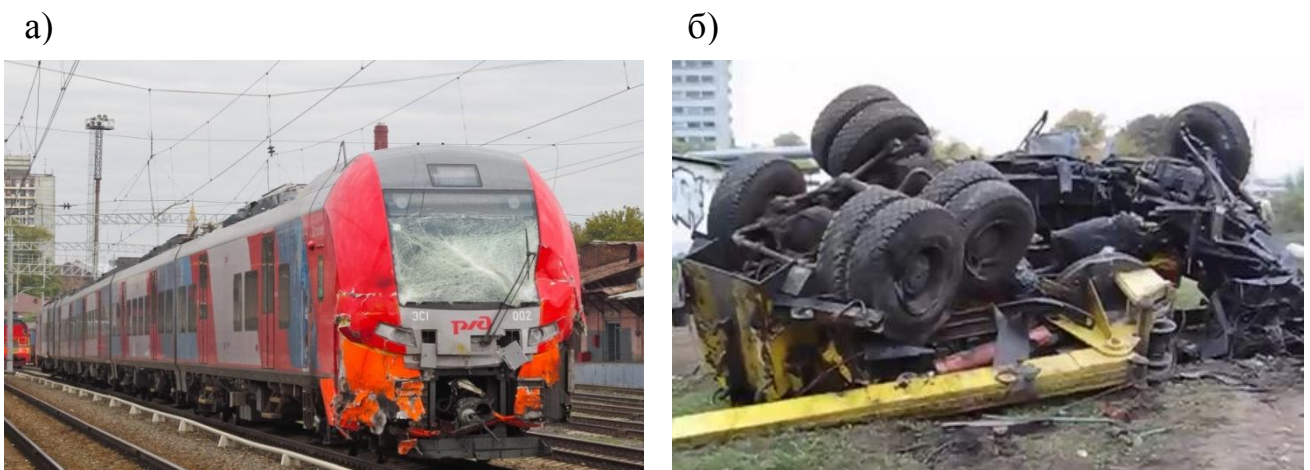
| Сценарий  | Параметры сценария                  | EN 15227   | ГОСТ 32410-2013   |
|---|-------------------------------------|--|---|
| Сценарий столкновения с грузовым вагоном                        | Скорость столкновения               | 36 км/ч  | 36 км/ч   |
|   | Масса препятствия                   | 80 т   | 80 т  |
|   | Геометрия препятствия               |    |    |
|   | Жесткость препятствия               | Абсолютно твердое тело*  | Абсолютно твердое тело  |
|   | Ограничения по ускорениям единиц ПС | 5g **  | 50 м/с <sup>2</sup>   |
| Сценарий столкновения на железнодорожном переезде с автомобилем | Скорость столкновения               | 110 км/ч   | 72 км/ч (110 км/ч)***   |
|   | Масса препятствия                   | 15 т   | 10 т  |
|   | Геометрия препятствия               |  |  |
|   | Жесткость препятствия               |  | Абсолютно твердое тело  |
| Ограничения по ускорениям единиц ПС                             | 7,5g                                | 50 м/с <sup>2</sup>  |   |

\* – в сценарии столкновения с грузовым вагоном, EN 15227 устанавливает силовую характеристику буферных устройств, суммарная энергоемкость которых составляет 62 кДж;  
 \*\* – g – ускорение свободного падения;  
 \*\*\* – скорость столкновения 110 км/ч устанавливается для ПС с конструкционной скоростью более 160 км/ч.

Анализируя существующие различия в условиях сценариев столкновений можно выделить следующее:

- в ГОСТ 32410-2013 отсутствует сценарий столкновения с идентичным подвижным составом;
- в установленном EN15227 сценарии столкновения грузовой вагон имеет буфера с заданной энергоемкостью, тогда как по ГОСТ 32410-2013 грузовой вагон не должен быть оснащен буферами, поскольку на эксплуатируемых в России грузовых вагонах они отсутствуют;
- в европейском стандарте EN15227 сценарий столкновения с автомобилем предусматривает необратимую деформацию препятствия, в то время как по ГОСТ 32410-2013 препятствие задается абсолютно твердым телом.

Отдельный интерес вызывает сценарий столкновения с автомобилем в ГОСТ 32410-2013, где препятствие представляется абсолютно твердым телом. В реальных условиях автомобиль имеет сравнительно низкую прочность, поэтому при столкновении будет претерпевать значительные разрушения и тем самым оказывать влияние на процессы аварийного столкновения. В частности это показало столкновение электропоезда «Ласточка» на скорости 90 км/ч с автомобилем марки МАЗ [60]. Последствия этого столкновения показаны на рисунке 1.10.



а) – повреждения электропоезда; б) – повреждения автомобиля

Рисунок 1.10 – Последствия аварийного столкновения электропоезда «Ласточка»

Данное столкновение соответствует условиям сценария столкновения с грузовым автомобилем: скорость столкновения и масса препятствия идентичны расчетным условиям. Осмотр повреждений электропоезда выявил, что устройство поглощения энергии крэш-системы не сработало, так как не имело остаточных деформаций, в то же время произошел сход первой тележки.

Таким образом, в реальной аварийной ситуации автомобиль поглощает часть энергии столкновения за счет собственного разрушения. Вместе с тем моделирование автомобиля в виде абсолютно твердого тела не позволит учесть данный эффект, что может привести к сильному расхождению между результатами расчета и реальными последствиями столкновения.

#### **1.4 Постановка задач**

Обзор научных трудов показал, что существующие работы по исследованию аварийных столкновений пассажирского подвижного состава в основном опираются на модели вагонных конструкций в виде системы сосредоточенных масс или абсолютно твердых тел, соединенных между собой силовыми связями, что в рамках задачи исследования работоспособности крэш-системы может использоваться только в качестве предварительного выбора основных характеристик устройств поглощения энергии. Наиболее целесообразный подход исследования работоспособности крэш-систем заключается в проведении нелинейного динамического анализа соударяющихся конструкций на основе метода конечных элементов с явной схемой интегрирования разрешающих уравнений по времени. Однако в отечественных работах, использующих данный подход, принятые расчетные модели требуют развития, в частности они не учитывают влияние ходовых частей на процессы аварийного столкновения, что может негативно отразиться на адекватности результатов расчета и не позволит оценить риск схода тележек с рельсов.

Обзор нормативного документа по аварийным крэш-системам пассажирского подвижного состава ГОСТ 32410-2013 выявил, что для проверки требований к аварийной крэш-системе необходимо, чтобы модель аварийного столкновения позволяла рассчитывать ускорения единиц подвижного состава и величины остаточных деформаций кузовов. При этом, если проводить проверку по европейскому стандарту EN 15227, то расчетная модель также должна обеспечить возможность проверить условие сохранения контакта между колесами и рельсами. Контроль выполнения требований к крэш-системе проводится по сценариям аварийных столкновений; так ГОСТ 32410-2013 устанавливает два сценария: столкновение на железнодорожном переезде с автомобилем и столкновение с грузовым вагоном. Отмечено, что препятствия в данных нормативных сценариях столкновений задаются абсолютно твердыми телами. Вместе с тем проведенный анализ реального столкновения электропоезда «Ласточка» с автомобилем марки МАЗ, показал, что автомобиль претерпел значительные разрушения, при этом в электропоезде устройство поглощения энергии не сработало, так как не имело остаточных деформаций, и произошел сход первой тележки. Таким образом, этот аварийный случай вызывает вопрос относительно целесообразности представления препятствия как абсолютно твердого тела, поскольку это не позволит в полной мере учесть условия столкновения и может привести к серьезным недочетам при проектировании крэш-систем.

Поэтому в рамках темы исследования стоит создать более точные модели аварийного столкновения, в которых необходимо учесть влияние деформируемой конструкции автомобиля на процессы соударения, а также провести разработку конструктивных изменений устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» для улучшения функциональных характеристик крэш-системы.

Расчеты, выполняемые при моделировании аварийного столкновения, отличаются высокой степенью нелинейности и поэтому без экспериментального подтверждения математических моделей могут вызвать обоснованные сомнения относительно точности полученных результатов.

В соответствии с вышеизложенным цель настоящей работы заключается в разработке усовершенствованной методики моделирования процессов аварийного столкновения электропоезда для оценки работоспособности крэш-системы.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать методику исследования работоспособности крэш-системы электропоезда.
2. Разработать математическую модель аварийного столкновения электропоезда, учитывающей механизм работы крэш-системы, необратимые деформации кузовов вагонов и динамические свойства тележек.
3. Провести экспериментальные исследования характеристик конструктивных элементов крэш-системы для подтверждения адекватности разработанных математических моделей.
4. Оценить работоспособность крэш-системы на основе разработанной методики исследования.
5. Разработать конструктивные изменения устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» для улучшения функциональных характеристик крэш-системы.

## 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА

### 2.1 Основные принципы создания методики исследования

Создаваемая методика исследования должна обеспечить возможность обрабатывать аварийные крэш-системы по заданным критериям на стадии проектирования. В настоящее время процессы проектирования современного подвижного состава базируются на использовании программ двумерного и трехмерного геометрического проектирования (САД-системы), а также программ инженерного анализа и имитации физических процессов (САЕ-системы). Самая условная блок-схема итерационного процесса проектирования аварийных крэш-систем представлена на рисунке 2.1.

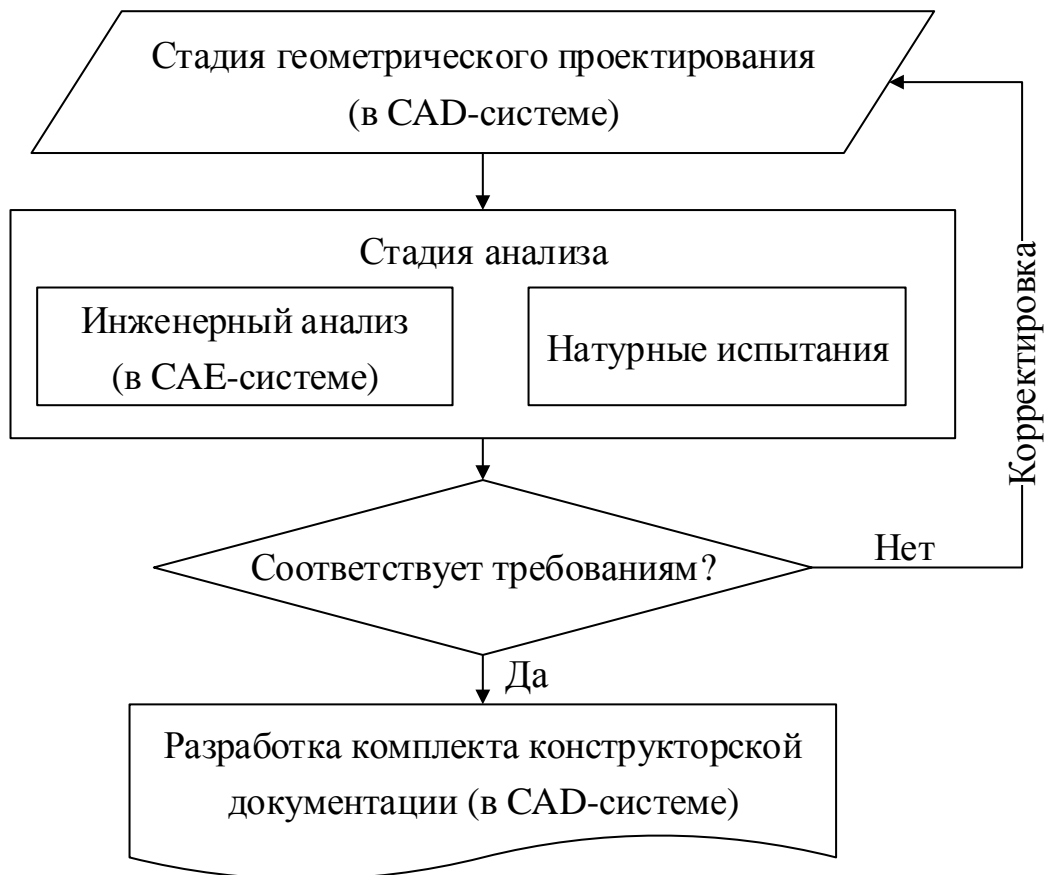


Рисунок 2.1– Блок-схема итерационного процесса проектирования крэш-систем

На первой стадии ведется разработка трехмерных моделей, отражающих идею конструктивного исполнения крэш-системы. На следующей стадии она подвергается анализу работоспособности. По результатам исследований осуществляется проверка соответствия функциональных параметров крэш-системы нормативным требованиям, и принимается решение о корректировке объекта проектирования или разработке комплекта конструкторской документации.

Существующие стандарты предусматривают два подхода к контролю выполнения нормативных требований крэш-системой: путем проведения натуральных испытаний аварийного столкновения подвижного состава, либо за счет численного моделирования процессов столкновения с использованием расчетных моделей устройств поглощения энергии, признанных адекватными. Адекватность модели проверяется по данным натуральных испытаний устройства без обязательной установки на подвижной состав.

Очевидно, что проведение полномасштабных натуральных испытаний столкновения подвижного состава связано со значительными финансовыми затратами. В этих условиях возрастает роль уточненного компьютерного моделирования процессов, происходящих в подвижном составе при аварийных столкновениях. Для этого необходимо, чтобы разрабатываемые компьютерные модели позволяли учитывать изменение во времени нагрузок, действующих на исследуемую конструкцию подвижного состава, контактные взаимодействия отдельных частей модели, физическую нелинейность материалов, инерционные и геометрические характеристики объектов столкновения. Такие модели могут создаваться только с использованием высоконаучных программных комплексов, реализующих метод конечных элементов. Можно выделить следующие примеры подобных программ: LS-DYNA, MSC.DYTRAN, ABAQUS, RADIOSS и PAM-CRASH [61]. В данной работе использовался программный пакет конечно-элементного анализа LS-DYNA, созданный в Ливерморской национальной лаборатории имени Лоуренса, и являющийся, пожалуй, самым распространенным средством моделирования процессов аварийных столкновений.



Таким образом, были сформированы следующие основные принципы создания методики исследования:

– методика исследования должна базироваться на компьютерном моделировании процессов аварийного столкновения с использованием метода конечных элементов;

– по своей структуре методика должна носить многоэтапный и итерационный характер, что позволит исследовать различные варианты исполнения конструкции крэш-систем и рассматривать различные аварийные ситуации;

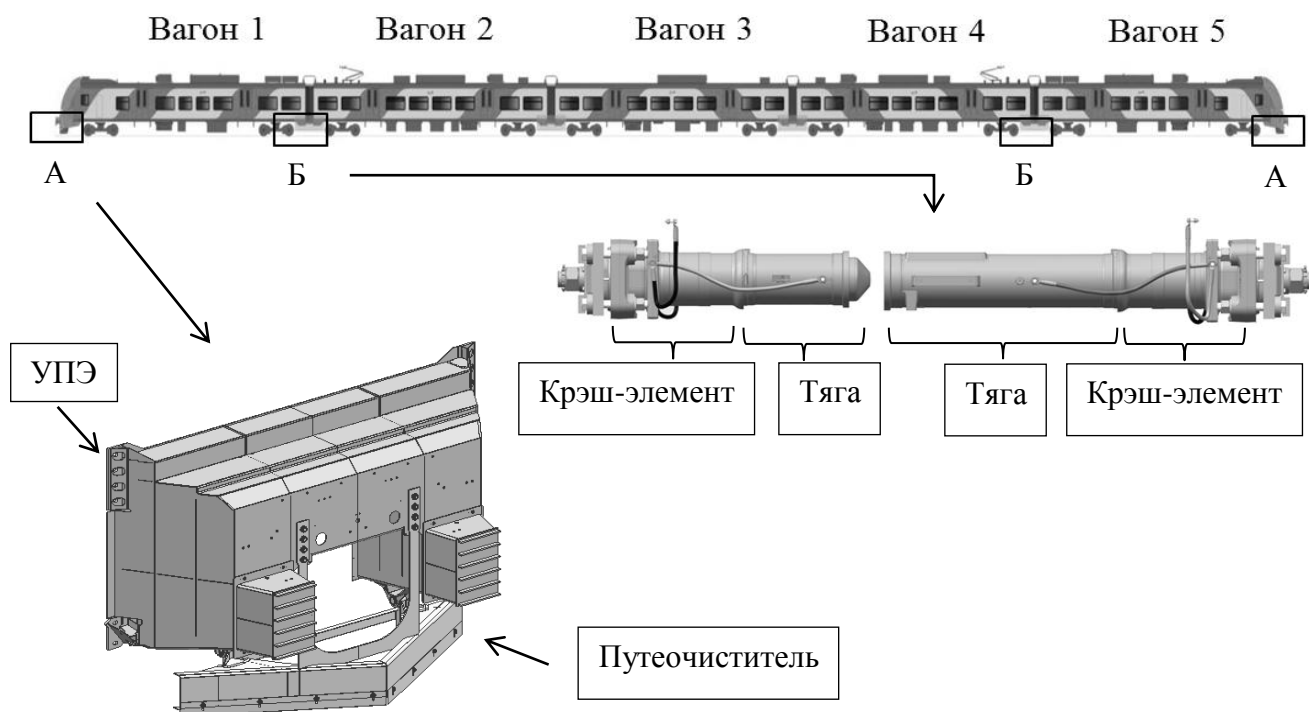
– разрабатываемая модель аварийного столкновения должна максимально адекватно описывать процессы, происходящие в аварийных ситуациях, для этого модель устройства поглощения энергии перед включением в общую модель аварийного столкновения должна пройти проверку адекватности с использованием результатов натурных испытаний данного устройства.

## **2.2 Описание принятой для исследования крэш-системы**

В современных электропоездах аварийные крэш-системы проектируются так, чтобы основная часть кинетической энергии аварийного столкновения преобразовывалась устройством поглощения энергии, которое расположено в лобовой части головного вагона. В России такой крэш-системой оборудуют скоростные электропоезда «Ласточка», созданные на основе платформы Siemens Desiro, они выпускаются на ООО «Уральские локомотивы», совместном предприятии «Siemens AG» и «Группы Синара» в г. Верхняя Пышма (Свердловская область). Поезд предназначен для пассажирских перевозок на железных дорогах Российской Федерации колеи 1520 мм с максимальной скоростью движения 160 км/ч.

Крэш-система электропоезда состоит из устройств поглощения энергии головного вагона (УПЭ) и крэш-элементов межвагонных сцепных устройств. Схема

размещения составных частей аварийной крэш-системы для стандартного состава электропоезда представлена на рисунке 2.2.



А – зона размещения УПЭ; Б – зона размещения межвагонных сцепных устройств с крэш-элементами

Рисунок 2.2 – Схема размещения составных частей аварийной крэш-системы

Устройство поглощения энергии в сборке с путеочистителем крепится к остову кузова болтовыми соединениями. Конструкция устройства состоит из двух основных сборочных единиц: фронтального блока и опорной конструкции, как показано на рисунке 2.3. При аварийном столкновении фронтальные блоки контактируют с препятствием; для предотвращения напоздания одного вагона на другой в торцевой части фронтального блока установлены противоподъемные устройства. Диафрагмы разделяют устройство поглощения энергии в продольном направлении на четыре зоны деформации, которые на рисунке 2.3 обозначены как *a*, *b*, *c* и *d*. Такое конструктивное решение гарантирует по одной пластической кольцевой складке на каждую зону при полном разрушении устройства, кроме то-

го способствует стабильной силе деформирования. Устройство поглощения энергии можно условно разделить относительно вертикали на зону деформации и зону обеспечения устойчивости конструкции. Зона деформации – это нижняя часть устройства; она опирается на раму вагона и в процессе столкновения поглощает практически всю энергию удара. Зона обеспечения устойчивости конструкции в основном предназначена для повышения сопротивления вертикальному и поперечному изгибу конструкции устройства поглощения энергии в случае неосевой ударной нагрузки при аварийном столкновении.

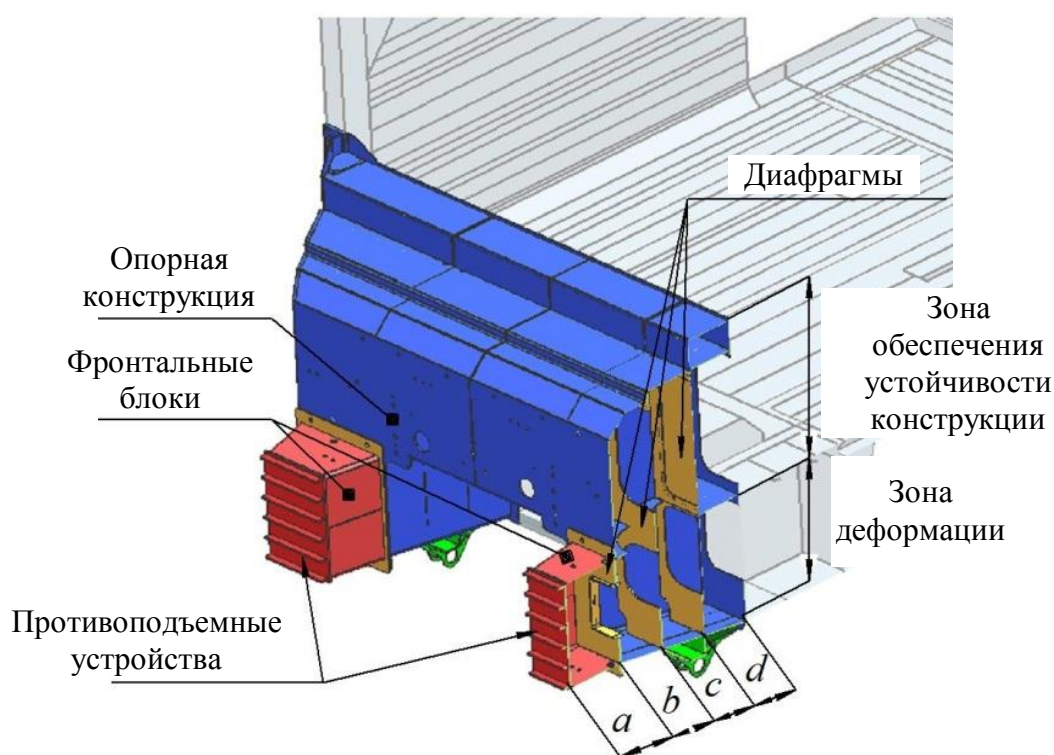


Рисунок 2.3 – Конструкция устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка»

Крэш-элемент межвагонного сцепного устройства представляет собой не-обратно деформируемую трубку, которая при аварийном столкновении работает в режиме деформирования с расширением стенок за счет вдавливания в нее тяги сцепного устройства (см. рисунок 2.2) [62].

Как было сказано в первом разделе, крэш-система электропоезда при столкновении с грузовым автомобилем не сработала, что очевидно является недостатком данного компонента системы пассивной безопасности. Для разработки конструктивных изменений устройства поглощения энергии, позволяющих улучшить функциональные характеристики крэш-системы, использовался обзор технических решений, выполненный в первом разделе. На основании этого обзора принято решение рассмотреть несколько модификаций устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка», основанных на внедрении в конструкцию вспомогательных крэш-элементов: тонкостенных стальных компонентов (по принципу внедрения вспомогательных ячеек); алюминиевых сот и пеноалюминия. Поэтому на этапах разработки модели аварийного столкновения подготавливалась не только модель типовой конструкции устройства поглощения энергии, но и модели модифицированных конструкций с вспомогательными крэш-элементами.

### 2.3 Расчетная модель аварийного столкновения

В первом разделе сообщается, что для оценки работоспособности крэш-системы необходимо разработать модель, которая позволит рассчитывать ускорения вагонов  $\vec{a}_z$  и необратимые деформации их кузовов  $\epsilon_k$ . Также определено, что при столкновении наибольшие динамические нагрузки воспринимают передняя часть головного вагона и межвагонная зона головного и первого прицепного вагона, что позволяет моделировать последующие вагоны в упрощенной постановке. Отмечено, что использование динамической модели тележки принципиально влияет на нагруженность вагона при аварийном столкновении. Поскольку при реальном столкновении электропоезда «Ласточка» с грузовым автомобилем произошел сход первой тележки головного вагона, то целесообразно провести анализ вертикальных перемещений колесных пар  $\vec{u}_y$  при столкновении, как способ про-

верки условия сохранения контакта между колесами и рельсами для оценки риска схода тележек. Специфику работы крэш-системы в зависимости от сценариев столкновений и принятых конструктивных изменений можно оценить по количеству преобразованной кинетической энергии устройствами поглощения энергии  $E_a^{\text{УПЭ}}$  и крэш-элементами сцепных устройств  $E_a^{\text{КЭ}}$ .

Принимая во внимание эти тезисы, была разработана расчетная схема модели аварийного столкновения электропоезда «Ласточка», представленная на рисунке 2.4. В модели головной и первый прицепной вагон представляют собой трехмерную конечно-элементную модель. В тележках этих вагонов задаются силовые связи, моделирующие жесткость пружин рессорного подвешивания  $c_{\text{T1,2}}$  и коэффициенты рассеивания энергии демпферов рессорного подвешивания  $\eta_{\text{T1-4}}$ . Остальные вагоны моделируются в одномерной постановке с использованием двухмассовой расчетной схемы вагона: пружины сцепных устройств жесткостью  $c_{\text{сц}}$  и массой двух сцепок  $M_{\text{сц}}$  соединяются последовательно с упругим элементом с жесткостью кузова вагона  $c_{\text{к}}$  и массой вагона  $M_{\text{в}}$ .

В соответствии со сценариями столкновений формируются конечно-элементные модели препятствий. Анализируются три варианта исполнения препятствий, в которых два исполнения моделируются в виде абсолютно твердых тел, регламентируемых стандартом, а третье – в виде трехмерной упругопластической конструкции кузова грузового автомобиля. В соответствии с ГОСТ 32410-2013 абсолютно твердые препятствия имеют одну степень свободы вдоль направления движения поезда. Разрабатываемое препятствие в виде деформируемой модели автомобиля имеет 6 степеней свободы. В начальный момент времени электропоезд имеет скорость, соответствующую расчетному сценарию  $\vec{v}_0$ , при этом препятствие находится в состоянии покоя.

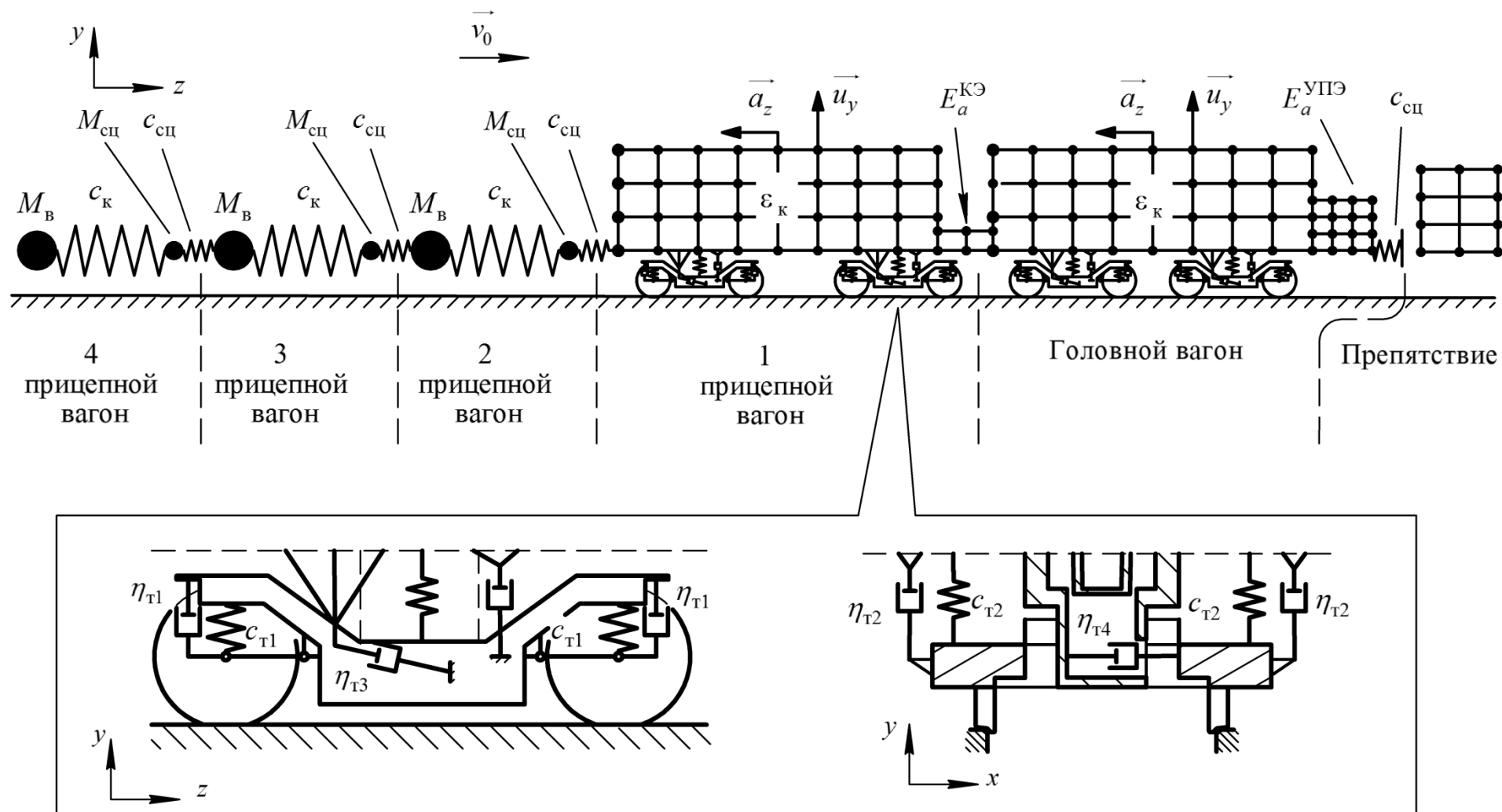


Рисунок 2.4 – Расчетная схема модели аварийного столкновения электропоезда «Ласточка»

В результате такая расчетная модель должна позволить исследовать следующие параметры аварийного столкновения, необходимые при исследовании работоспособности крэш-системы: продольные ускорения вагонов  $\overline{a_z}$ , необратимые деформации кузовов вагонов  $\varepsilon_k$ , энергоемкость устройства поглощения энергии  $E_a^{\text{УПЭ}}$ , энергоемкость крэш-элементов сцепных устройств  $E_a^{\text{КЭ}}$  и поля вертикальных перемещений конструкции электропоезда  $\overline{u_y}$ .

## 2.4 Уравнения системы конечных элементов и алгоритм расчета

Для описания движения и состояния объектов столкновения в нелинейном динамическом анализе используется метод конечных элементов, который в значительной степени формируется на уравнениях механики сплошных сред [63]. Пространственная дискретизация объектов аварийного столкновения реализуется в лагранжевой формулировке, которая подразумевает, что узлы и элементы конечно-элементных моделей двигаются вместе с материалом. В данном случае движение или деформация тела описывается через материальные координаты  $X_\alpha$  ( $\alpha = 1, 2, 3$ ) и время  $t$ , которые являются независимыми переменными, в то же время координаты материальных точек тела относительно системы отсчета наблюдателя или пространственные координаты  $x_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) представляются функцией вида

$$x_i = x_i(X_\alpha, t). \quad (2.1)$$

Уравнение количества движения сплошной среды является ключевым уравнением в нелинейном анализе методом конечных элементов и имеет следующий вид

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho b_i = \rho \ddot{u}_i, \quad (2.2)$$

где  $\sigma_{ji}$  – тензор напряжений Коши;

$\rho$  – плотность сплошной среды;

$b_i$  – тензор внешних объемных сил на единицу массы подобласти;

$\ddot{u}_i$  – двойная производная поля перемещений подобласти.

Данное уравнение эквивалентно второму закону Ньютона, оно устанавливает, что получаемые подобластью сплошной среды ускорения определяются внешними объемными силами и зависят от пространственного распределения напряжений.

Самая общая задача нелинейного деформирования тел методом конечных элементов рассматривает взаимодействие двух тел, занимающих область сплошной среды  $\Omega$  с границей  $\Gamma$ , на которые действует поверхностная распределенная сила  $\tau_i(t)$  и имеются ограничения по перемещениям, как показано на рисунке 2.5. Такая задача описывается уравнением количества движения (2.2) и дополняется следующими условиями:

1) граничным условием на границе раздела двух взаимодействующих деформируемых тел, которое устанавливает на границе  $\Gamma_1$  следующую взаимосвязь между тензорами напряжений

$$n_j(\sigma_{ji}^I + \sigma_{ji}^{II}) = 0, \quad (2.3)$$

где  $n_j$  – единичный вектор к замкнутой поверхности;

$\sigma_{ij}^I$  – тензор напряжений первого тела на границе раздела  $\Gamma_1$ ;

$\sigma_{ij}^{II}$  – тензор напряжений второго тела на границе раздела  $\Gamma_1$ ;

2) граничным условием по распределенной силе  $\tau_i(t)$ , которое определяет тензор напряжений деформируемого тела на границе  $\Gamma_2$  следующим уравнением

$$n_j \sigma_{ji} = \tau_i(t); \quad (2.4)$$

3) граничным условием по перемещениям  $\bar{u}_i(t)$ , которое на границе  $\Gamma_3$  определяет движение точек деформируемого тела

$$u_i = \bar{u}_i(t); \quad (2.5)$$



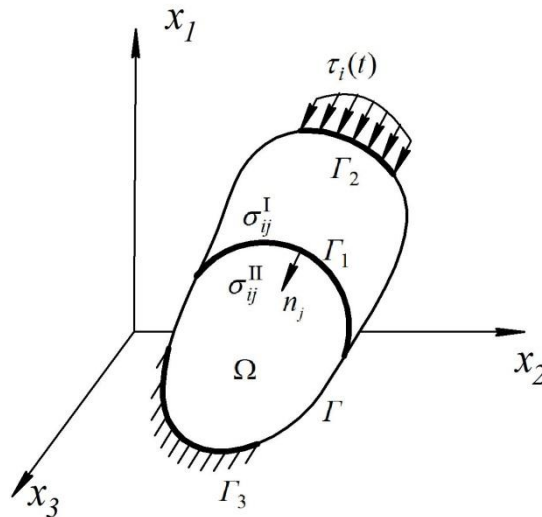


Рисунок 2.5 – Граничные условия для общего случая задачи нелинейного деформирования тел

Система уравнений, включающая уравнение количества движения, граничные условия на границе раздела двух тел и граничные условия по распределенной силе, называется сильной формой. Данные уравнения нельзя дискретизировать напрямую при помощи метода конечных элементов, поэтому их преобразовывают в так называемую слабую (вариационную) форму. Для этой цели используют функцию виртуальных перемещений  $\delta u_i$  – функцию бесконечно малых перемещений, которая зависит только от материальных координат  $\delta u_i = \delta u_i(X_\alpha)$  и равна нулю на границе, в которой заданы граничные условия по перемещениям. Данную функцию умножают на уравнение количества движения и интегрируют по всей области сплошной среды

$$\int_{\Omega} \delta u_i \left( \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} + \rho b_i - \rho \ddot{u}_i \right) d\Omega = 0 . \quad (2.6)$$

Первый член подынтегрального выражения можно разложить при помощи правила произведения (тождество Лейбница) следующим образом

$$\int_{\Omega} \delta u_i \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} d\Omega = \int_{\Omega} \left[ \frac{\partial (\delta u_i \sigma_{ji})}{\partial x_j} - \frac{\partial (\delta u_i)}{\partial x_j} \sigma_{ji} \right] d\Omega . \quad (2.7)$$

Используя теорему Остроградского-Гаусса, первый член подынтегрального выражения в правой части уравнения (2.7) можно выразить через поверхностную распределенную силу на границе  $\Gamma_2$

$$\int_{\Omega} \frac{\partial(\delta u_i \sigma_{ji})}{\partial x_j} d\Omega = \int_{\Gamma_2} \delta u_i n_j \sigma_{ji} d\Gamma = \int_{\Gamma_2} \delta u_i \tau_i d\Gamma . \quad (2.8)$$

Таким образом, подставив уравнения (2.8) и (2.7) в (2.6), получится слабая формулировка уравнения движения, граничных условий по распределенной силе и граничных условий на границе раздела двух тел

$$\int_{\Omega} \frac{\partial(\delta u_i)}{\partial x_j} \sigma_{ji} d\Omega - \int_{\Omega} \delta u_i \rho b_i d\Omega - \int_{\Gamma_2} \delta u_i \tau_i d\Gamma + \int_{\Omega} \delta u_i \rho \dot{v}_i d\Omega = 0 . \quad (2.9)$$

Для получения уравнения конечных элементов пространство сплошной среды  $\Omega$  разбивается на  $n_e$  элементов подобластями  $\Omega_e$ , с общим числом узлов  $n_N$ . Пространственные и материальные координаты узлов элементов обозначаются  $x_{iI}$  и  $X_{iI}$  соответственно, где индекс  $I$  принимает значения от 1 до  $n_N$ . В методе конечных элементов движение сплошной среды  $x_i(X, t)$  аппроксимируется следующим образом

$$x_i(X, t) = \sum_{I=1}^{n_N} N_I(X) x_{iI}(t), \quad (2.10)$$

где  $N_I(X)$  – интерполяционная функция (функция формы);

В лагранжевой постановке материальные координаты сплошной среды соответствуют пространственным координатам в начальный момент времени  $x_i(X_i, 0) = X_i$ , поэтому узловые перемещения можно выразить следующим образом

$$u_{iI}(t) = x_{iI}(t) - X_{iI}. \quad (2.11)$$

Следовательно, используя уравнения (2.10) и (2.11) можно выразить поле перемещений сплошной среды

$$u_i(X, t) = x_i(X, t) - X_i = \sum_{I=1}^{n_N} u_{iI}(t) N_I(X). \quad (2.12)$$

Скорость сплошной среды определяется как производная перемещения по времени

$$\dot{u}_i(X, t) = \sum_{I=1}^{n_N} \dot{u}_{iI}(t) N_I(X). \quad (2.13)$$

Ускорение сплошной среды определяется как производная скорости по времени

$$\ddot{u}_i(X, t) = \sum_{I=1}^{n_N} \ddot{u}_{iI}(t) N_I(X). \quad (2.14)$$

Аналогично (2.12) определяется функция виртуальных перемещений, за исключением того, что данная функция не зависит от времени

$$\delta u_i(X) = \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} N_I(X), \quad (2.15)$$

где  $\delta u_{iI}$  – виртуальные перемещения узлов.

Для получения уравнения конечных элементов производится замена виртуальных перемещений сплошной среды на виртуальные перемещения узлов системы конечных элементов в уравнении (2.9)

$$\begin{aligned} \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial x_i} \sigma_{ji} d\Omega - \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Omega} N_I \rho b_i d\Omega - \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Gamma_2} N_I t_i d\Gamma + \\ + \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Omega} N_I \rho \ddot{u}_i d\Omega = 0. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Каждый член уравнения (2.16) представляет собой виртуальную работу, обусловленную виртуальными узловыми перемещениями. Первый член уравнения является виртуальной внутренней работой, которая возникает за счет сопротивления материала деформированию

$$\delta W^{\text{int}} = \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial x_i} \sigma_{ji} d\Omega. \quad (2.17)$$

Из уравнения (2.17) следует, что внутренние узловые силы равны

$$f_{iI}^{\text{int}} = \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial x_i} \sigma_{ji} d\Omega = \int_{\Omega} B_{jI} \sigma_{ji} d\Omega, \quad (2.18)$$

где  $B_{jI}$  – тензор, связывающий деформации и перемещения.

Сумма второго и третьего члена уравнения (2.16) является виртуальной внешней работой, так как возникает от действия внешних объемных сил  $b_i$  и поверхностной распределенной нагрузки  $t_i$

$$\partial W^{\text{ext}} = \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Omega} N_I \rho b_i d\Omega + \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Gamma} N_I t_i d\Gamma. \quad (2.19)$$

Следовательно, внешние узловые силы равны

$$f_{iI}^{\text{ext}} = \int_{\Omega} N_I \rho b_i d\Omega + \int_{\Gamma_2} N_I t_i d\Gamma. \quad (2.20)$$

Четвертый член уравнения (2.16) описывает виртуальную работу сил инерции

$$\partial W^{\text{inert}} = \sum_{I=1}^{n_N} \delta u_{iI} \int_{\Omega} N_I \rho \ddot{u}_i d\Omega. \quad (2.21)$$

С учетом уравнения (2.14) силы инерции в узлах системы конечных элементов определяются

$$f_{iI}^{\text{inert}} = \int_{\Omega} N_I \rho \ddot{u}_i d\Omega = \sum_{J=1}^{n_N} \ddot{u}_{iJ} \int_{\Omega} N_I N_J \rho d\Omega. \quad (2.22)$$

Используя уравнение (2.22), получают матрицу масс системы конечных элементов

$$M_{ijIJ} = \delta_{ij} \int_{\Omega} N_I N_J \rho d\Omega, \quad (2.23)$$

где  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера, если  $i = j$ , то  $\delta_{ij} = 1$ , а если  $i \neq j$ , то  $\delta_{ij} = 0$ .

Определив внутренние, внешние и инерционные узловые силы, можно записать уравнение конечных элементов в краткой форме

$$\sum_{I=1}^{n_N} \delta u_I \left( f_{iI}^{\text{int}} - f_{iI}^{\text{ext}} + M_{ijIJ} \ddot{u}_{iJ} \right) = 0. \quad (2.24)$$

Так как  $\delta u_{iI}$  может принимать произвольные значения во всех узлах кроме узлов на границе  $\Gamma_3$  с граничными условиями по перемещениям, где  $\delta u_{iI} = 0$ , то уравнение движения сетки конечных элементов будет иметь вид

$$f_{iI}^{\text{int}} - f_{iI}^{\text{ext}} + M_{ijIJ} \ddot{u}_{iJ} = 0, \quad \forall (I, i) \notin \Gamma_3. \quad (2.25)$$

В принятой расчетной схеме аварийного столкновения отсутствуют объемные силы и поверхностные распределенные нагрузки. Поэтому в уравнении движения (2.25) внешние узловые силы будут отсутствовать. Таким образом, уравнение движения сетки конечных элементов в матричной форме для задачи моделирования процессов аварийного столкновения подвижного состава с препятствием имеет следующий вид

$$[M] \{\ddot{u}\} = - \int_{\Omega} [B]^T \{\sigma\} d\Omega, \quad (2.26)$$

где  $[M]$  – матрица масс системы конечных элементов;

$\{\ddot{u}\}$  – вектор узловых ускорений;

$[B]^T$  – матрица, связывающая деформации с перемещениями;

$\{\sigma\}$  – вектор напряжений;

$\Omega$  – область конечных элементов.

Левая часть уравнения представляет собой силы инерции, которые возникают при взаимодействии объектов столкновения, а правая часть дает вектор внутренних сил, возникающих вследствие оказания сопротивления деформированию материала.

Матрица масс системы конечных элементов в матричной форме имеет следующий вид

$$[M] = \int_{\Omega} \rho [N]^T [N] d\Omega, \quad (2.27)$$

где  $[N]$  – матрица функции формы системы конечных элементов.

Задача моделирования аварийного столкновения подвижного состава с препятствием представляется в виде динамического, развивающегося во времени процесса деформирования, сопровождающегося разрушением элементов конструкций. Поэтому нагружение конструкций осуществляется последовательно, шаг за шагом, с последующей фиксацией изменения их реакций. Для этого время моделируемого процесса  $0 \leq t \leq t_E$  делится на временные шаги  $\Delta t^n$ ,  $n$  – номер временного шага, который принимает целые значения от 0 до  $n_{TS}$ , где  $n_{TS}$  – число временных шагов, а  $t_E$  время завершения моделируемого процесса. Интегрирование разрешающих уравнений по времени осуществляется методом центральных разностей, который относится к явным схемам интегрирования. Схема метода представлена на рисунке 2.6.

В соответствии с методом вектора перемещений и ускорений вычисляются на целых временных шагах, а скорости определяются в середине временных интервалов, называемых временными полушагами. Приращение времени на целом временном шаге определяется следующим образом

$$\Delta t^n = t^n - t^{n-1}. \quad (2.28)$$

Приращение времени на временном полушаге равно

$$\Delta t^{n+1/2} = \frac{1}{2} (\Delta t^n + \Delta t^{n+1}). \quad (2.29)$$

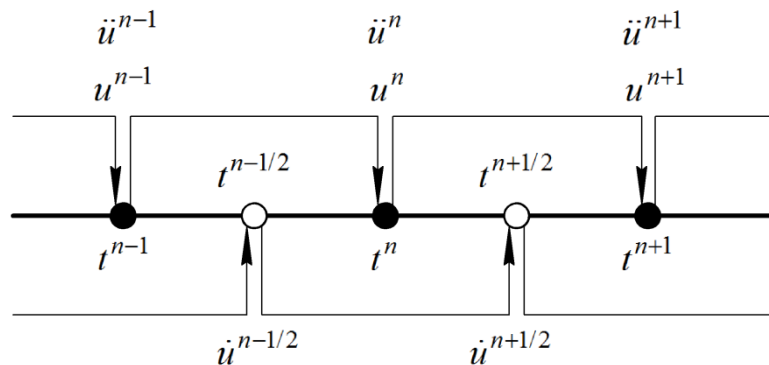


Рисунок 2.6 – Схема метода центральных разностей

Значения ускорений узлов сетки конечных элементов на текущем шаге  $t^n$  определяются

$$\ddot{u}^n = [M]^{-1} \{f\}^n, \quad (2.30)$$

где  $\{f\}^n$  – вектор узловых сил.

По известным ускорениям узлов определяются скорости узлов на временном шаге  $t^{n+1/2}$

$$\dot{u}^{n+1/2} = \dot{u}^{n-1/2} + \ddot{u}^n \cdot \Delta t^n. \quad (2.31)$$

По известным скоростям вычисляются перемещения узлов на временном шаге  $t^{n+1}$

$$u^{n+1} = u^n + \dot{u}^{n+1/2} \cdot \Delta t^{n+1/2}. \quad (2.32)$$

Алгоритм решения разрешающих уравнений сетки конечных элементов представлен на рисунке 2.7.

Процесс вычисления узловых сил в программе LS-DYNA делится на следующие основные шаги [64]:

1) извлечение узловых перемещений  $u_e^n$  и скоростей  $\dot{u}_e^{n-1/2}$  элемента из глобальных матриц системы конечных элементов;

2) обновление вектора скорости деформаций в точках интегрирования элементов. Для этого сначала вычисляется матрица элемента, связывающая деформации и перемещения

$$[B] = [\partial N_I / \partial x_i], \quad (2.33)$$

затем определяется вектор скорости деформаций

$$\{\dot{\epsilon}\}^{n-1/2} = [B] \dot{u}^{n-1/2}; \quad (2.34)$$

3) обновление вектора напряжений  $\{\sigma\}^n$  элемента с использованием физических соотношений моделей материалов, которые условно можно представить, как функцию зависимости между вектором напряжения и вектором скорости деформаций

$$\{\sigma\}^n = \Phi(\{\dot{\epsilon}\}^{n-1/2}); \quad (2.35)$$

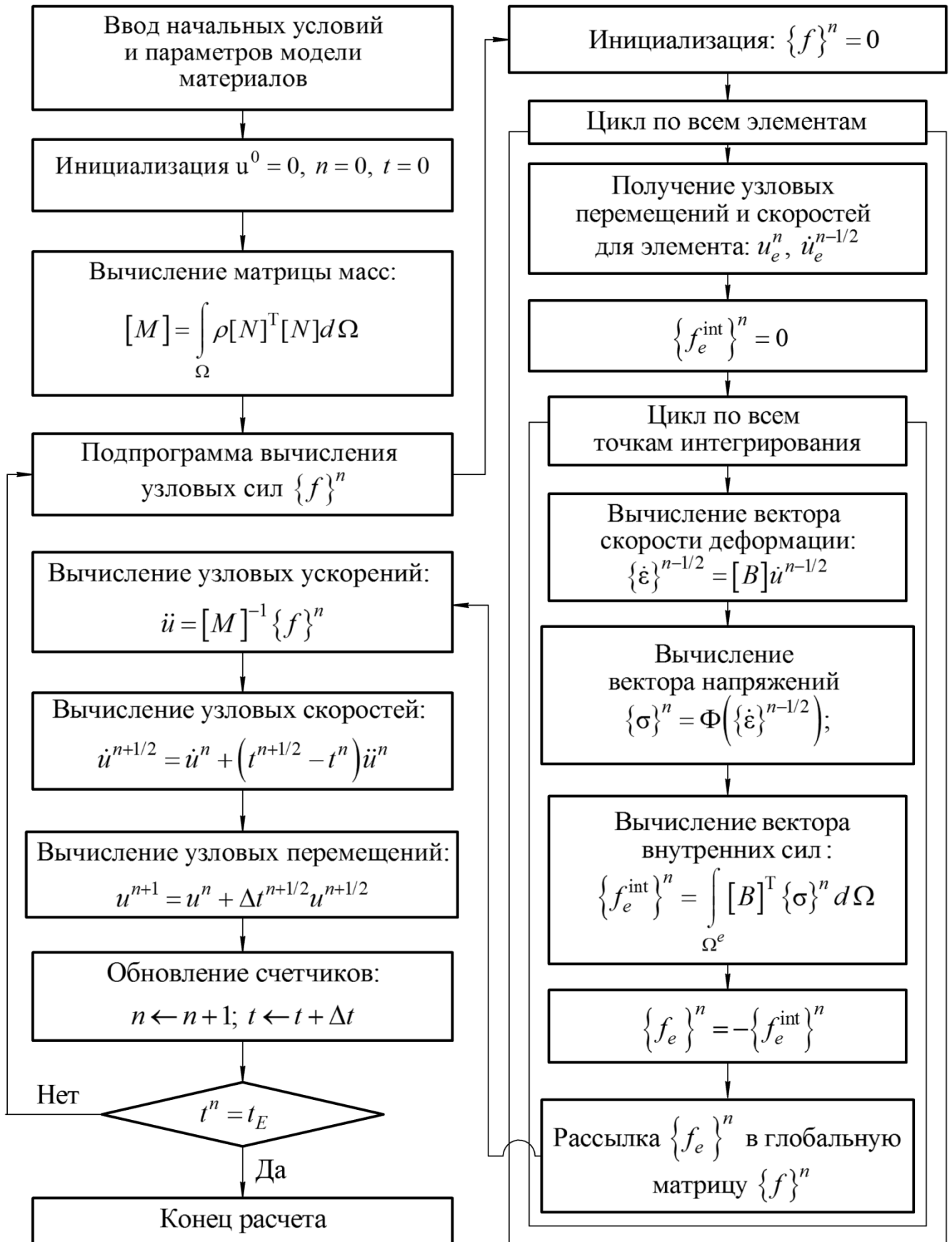


Рисунок 2.7 – Алгоритм решения разрешающих уравнений сетки конечных элементов



4) обновление внутренних узловых усилий посредством интегрирования произведения матрицы  $[B]$  элемента и вектора напряжений  $\{\sigma\}^n$  по области элемента  $\Omega_e$

$$\{f_e^{\text{int}}\}^n = \int_{\Omega^e} [B]^T \{\sigma\}^n d\Omega; \quad (2.36)$$

5) объединение узловых сил элементов  $\{f_e\}^n$  в глобальную матрицу узловых сил системы конечных элементов  $\{f\}^n$ .

По результатам моделирования определяются поля перемещений  $u_{ij}$ , скоростей  $\dot{u}_{ij}$ , ускорений  $\ddot{u}_{ij}$ , деформаций  $\varepsilon_{ij}$  и напряжений  $\sigma_{ij}$  системы конечных элементов на каждом временном шаге.

## **2.5 Алгоритм методики исследования работоспособности крэш-системы электропоезда**

Алгоритм методики исследования работоспособности крэш-системы электропоезда создан на основе положений, сформулированных в подразделе 2.1, с учетом особенностей принятой расчетной схемы и принципов создания расчетных моделей в программном комплексе LS-DYNA.

Алгоритм методики описывается схемой, представленной на рисунке 2.8, включающей следующие этапы: разработка конечно-элементных моделей подсистем; задание моделей материалов; подтверждение адекватности разработанных математических моделей; формирование модели аварийного столкновения; моделирование аварийного столкновения; обработка результатов; интерпретация результатов.



Рисунок 2.8 – Алгоритм методики исследования работоспособности крэш-системы электропоезда

На первом этапе проводится декомпозиция объектов аварийного столкновения на следующие подсистемы: устройство поглощения энергии, путеочиститель, кузов головного вагона, кузов первого прицепного вагона, крэш-элемент сцепного устройства, ходовые части, препятствия по стандарту и деформируемое препятствие. Такой подход позволяет переформировать модель столкновения при смене расчетного сценария или после изменения конструкции устройства поглощения энергии. В препроцессоре программы LS-DYNA для каждой подсистемы производится выбор типа конечных элементов и осуществляется разбиение расчетной области на конечные элементы.

На следующем этапе каждой подсистеме задается модель материала. Для этого в зависимости от назначения конкретной подсистемы и механических свойств моделируемой конструкции осуществляется выбор модели материала, а по механическим характеристикам материала этой конструкции производится ввод параметров выбранной модели.

На этапе подтверждения адекватности разработанных математических моделей сначала производятся эксперименты по необратимому деформированию стальных трубок, которые сопоставляются с результатами моделирования. Это позволяет отработать методику нелинейного анализа методом конечных элементов на элементарных конструкциях, а также оценить адекватность различных формулировок моделей материалов. Затем проводятся натурные испытания устройства поглощения энергии, результаты которых сопоставляются с данными, полученными при моделировании процессов деформирования данного устройства в режимах, эквивалентных условиям проведения испытаний для верификации разработанной модели.

На этапе формирования компьютерной модели системы аварийного столкновения отдельные подсистемы связываются друг с другом, внедряются силовые связи и сосредоточенные массы, моделирующие сцепные устройства и вагоны в упрощенной постановке. Также вводятся начальные и граничные условия.

Этап моделирования осуществлялся в автоматическом режиме в «решателе» программы LS-DYNA. На данном этапе формируются уравнения для сетки конечных элементов, и выполняется решение системы уравнений.

Этап обработки данных выполняется в постпроцессоре, после получения результатов из «решателя» программы LS-DYNA. Постпроцессор считывает созданные программой бинарные файлы, которые содержат данные для узлов и элементов на каждом шаге. По этим данным определяются параметры исследуемых процессов аварийного столкновения: продольные ускорения вагонов  $\overline{a_z}$ , необратимые деформации кузовов вагонов  $\varepsilon_k$ , энергоемкость устройства поглощения энергии  $E_a^{\text{УПЭ}}$ , энергоемкость крэш-элементов сцепных устройств  $E_a^{\text{КЭ}}$  и поля вертикальных перемещений конструкции электропоезда  $\overline{u_y}$ .

На последнем этапе производится интерпретация параметров процессов аварийного столкновения, и дается оценка работоспособности аварийной крэш-системы. Если результат не соответствовал поставленным требованиям по обеспечению безопасности, то производится изменение конструкции устройства поглощения энергии.

## **2.6 Разработка конечно-элементных моделей подсистем объектов аварийного столкновения**

### 2.6.1 Типы конечных элементов

Один из важнейших моментов применения метода конечных элементов – выбор элементов и интерполяционных функций, с помощью которых аппроксимируется поле переменных в элементах. Конечный элемент характеризуется его формой, числом узлов, числом и видом неизвестных в узлах, а также видом интерполяционных функций [65].

В расчетной модели каждый конечный элемент имеет локальную систему координат  $\xi\eta\zeta$ , относительно которой производится вычисление мер деформаций и мер напряжений, что впоследствии позволяет определить локальные силы  $f_I^e$  и локальные моменты  $m_I^e$  в узлах элемента. Затем они преобразовываются в узловые силы  $f_{II}$  и моменты  $m_{II}$  относительно глобальной системы координат  $x_{yz}$  для определения полей ускорений, скоростей и перемещений системы конечных элементов.

При разработке конечно-элементных моделей подсистем объектов аварийного столкновения использовались основные элементы: оболочечные, объемные и балочные элементы.

Оболочечный элемент состоит из четырех узлов с пятью степенями свободы, три из которых поступательные и две – вращательные. Для элемента принято, что геометрия оболочки совершенно плоская, а расчет напряжений делается на основе гипотезы плоских сечений. Элемент имеет точки интегрирования, которые позволяют рассчитывать изменение толщины оболочки [64]. Схематическое отображение оболочечного элемента представлено на рисунке 2.9.

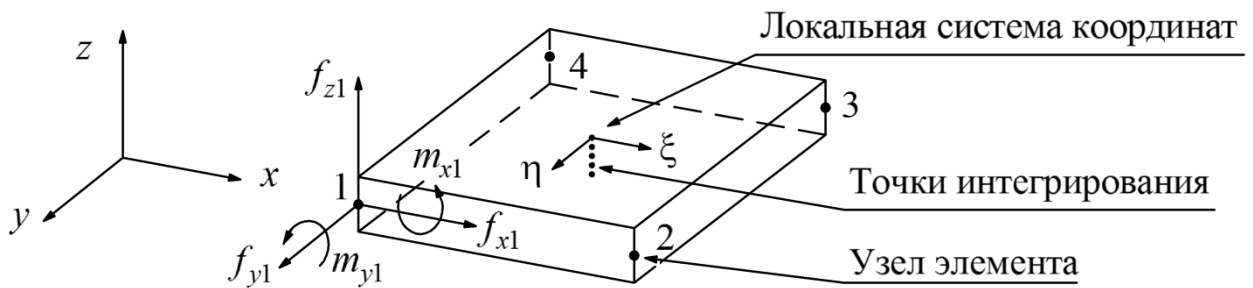


Рисунок 2.9 – Схематическое отображение оболочечного элемента

Объемный элемент состоит из восьми узлов, которые имеют по три поступательные степени свободы. Элемент построен на функциях линейной формы и использует одноточечное интегрирование [64]. Схематическое отображение объемного элемента представлено на рисунке 2.10.

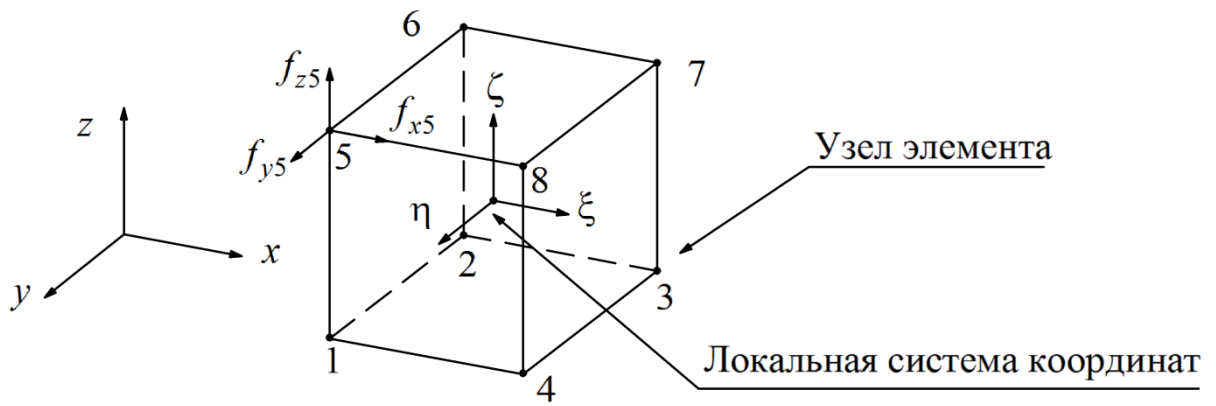


Рисунок 2.10 – Схематическое отображение объемного элемента

Балочный элемент состоит из двух узлов, которые имеют по шесть степеней свободы. В случаях, когда необходимо указать ориентацию сечения балки вводится вспомогательный третий узел, который определяет направления осей локальной системы координат, как показано на рисунке 2.11. Элемент интегрируется по поперечному сечению в одной точке, что позволяет учесть нелинейность материала при произвольной форме сечения [64].

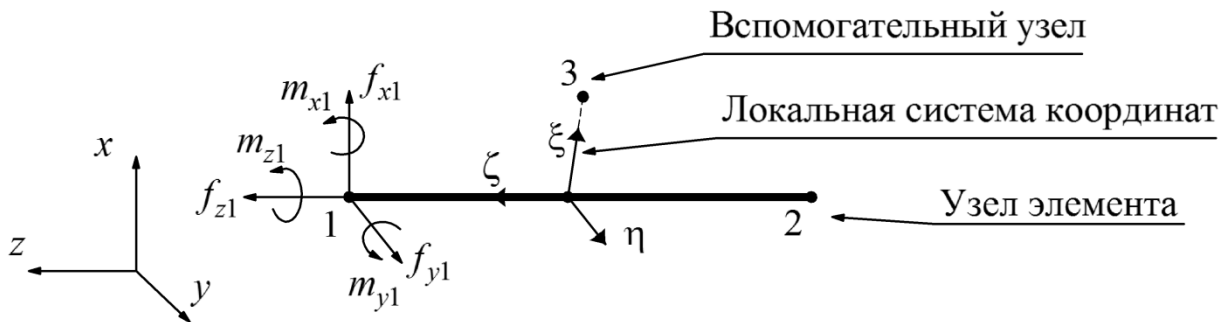


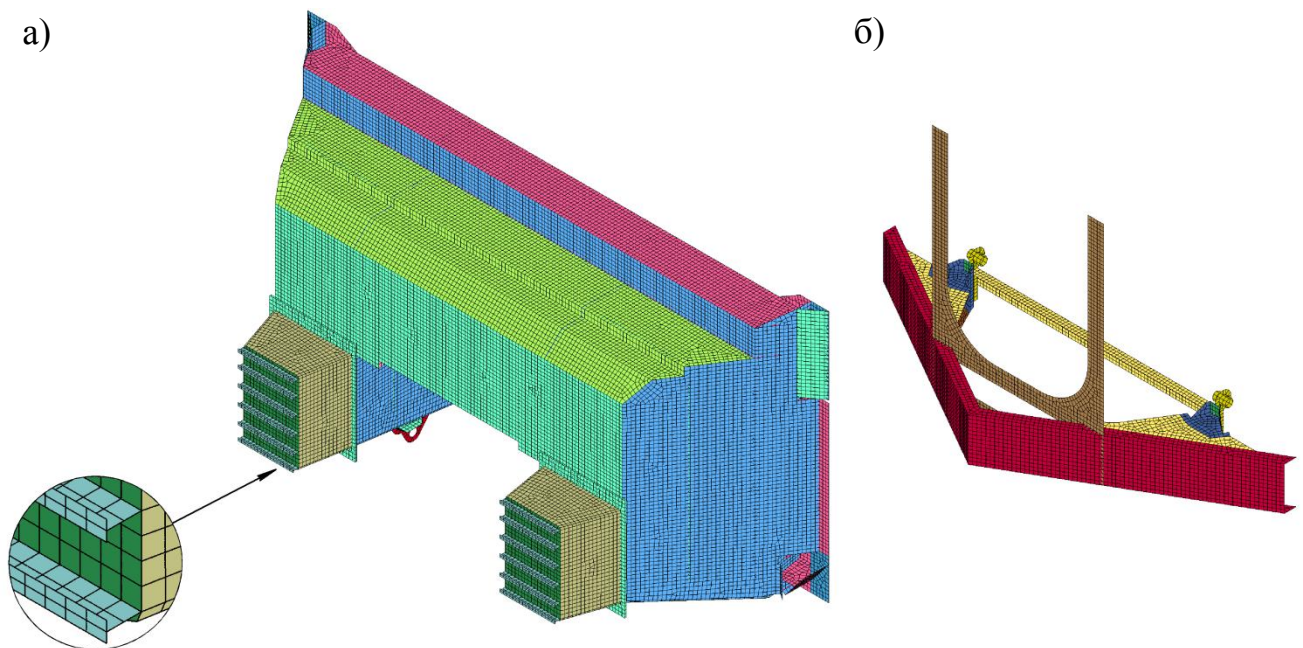
Рисунок 2.11 – Схематическое отображение балочного элемента

Помимо основных конечных элементов при разработке модели аварийного столкновения применялись вспомогательные элементы: силовые связи, предназначенные для моделирования пружин и демпферов, а также сосредоточенные массы, позволяющие присвоить дополнительную массу узловой точке.

## 2.6.2 Разбиение расчетной области подсистем объектов аварийного столкновения на конечные элементы

В соответствии с разработанной методикой исследования производится разбиение на конечные элементы следующих подсистем объектов аварийного столкновения: устройство поглощения энергии, путеочиститель, кузов головного и первого прицепного вагона, крэш-элемент сцепного устройства, ходовые части, препятствия по стандарту и деформируемое препятствие.

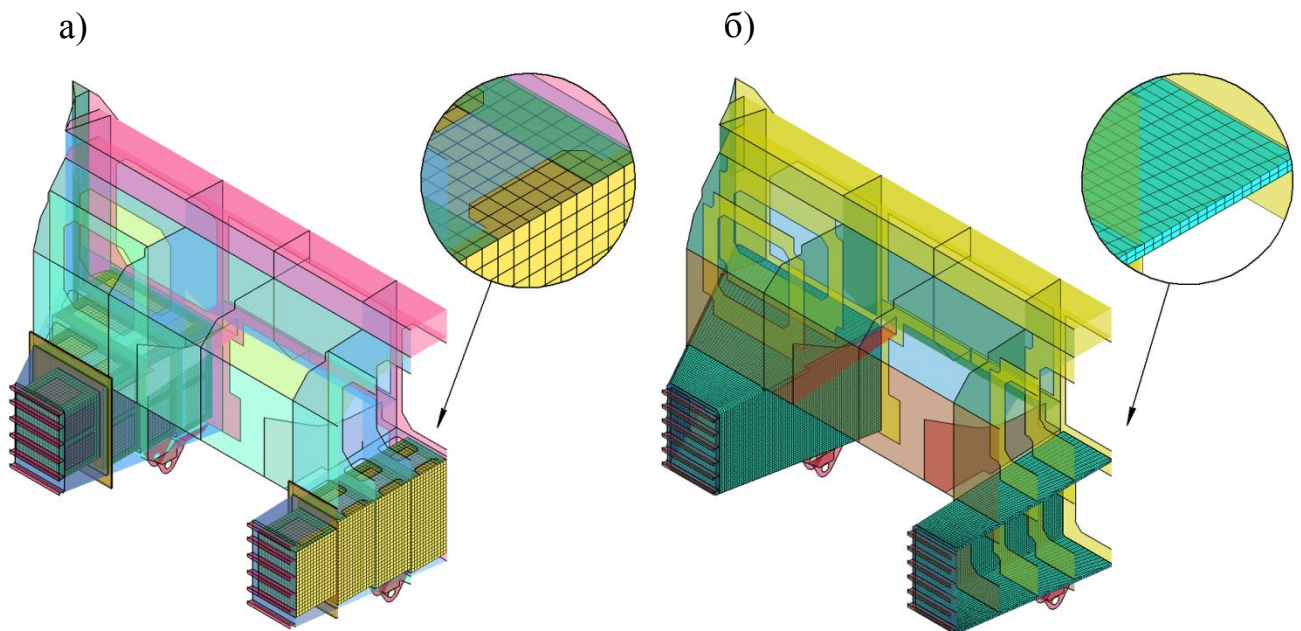
Устройство поглощения энергии и путеочиститель изготавливаются из листового металла, поэтому при разработке конечно-элементных моделей данных узлов использовались только оболочечные элементы (рисунок 2.12). В процессе аварийного столкновения устройство поглощения энергии претерпевает значительные деформации и играет основную роль в моделируемых процессах, поэтому модель строилась из достаточно мелких элементов. Размер длины стороны конечного элемента задавался равным 20 мм. В результате на устройство поглощения энергии пришлось 53722 элемента с 53415 узлами. Количество элементов и узлов для модели путеочистителя составило 6374 и 6696 соответственно.



а) – устройство поглощения энергии; б) – путеочиститель

Рисунок 2.12 – Конечно-элементные модели устройства поглощения энергии и путеочистителя

Для разработки модификаций устройств поглощения энергии рассмотрено применение сотовых структур и сэндвич панелей из пеноалюминия в качестве вспомогательных крэш-элементов. Детальное моделирование алюминиевых сот с большим массивом полых ячеек и вспененного металла с учетом его сложной пористой структуры приведет к значительным затратам времени в процессе расчета. Решение проблемы лежит в условной замене данных конструктивных элементов сплошными телами с эквивалентными механическими характеристиками [66]. Разбиение сплошных тел осуществлялось объемными элементами, как показано на рисунке 2.13. Размеры ребер объемных элементов задавались равными 10 мм.



а) – модификация устройства с сотовыми структурами;

б) – модификация устройства со вспененным металлом

Рисунок 2.13 – Конечно-элементные модели модификаций  
устройства поглощения энергии

Кузова вагонов электропоезда состоят из алюминиевых прессованных профилей и алюминиевых пластин, которые в сборке можно представить как тонкостенную конструкцию, поэтому конечно-элементные модели данных узлов строились из оболочечных элементов [67]. Внутреннее и наружное оборудование го-



ловного вагона создавалось в виде каркаса из балочных элементов и предназначалось для подробного описания распределения масс в вагоне. Длина стороны оболочечного конечного элемента задавалась равной 70 мм, в результате модель кузова головного вагона имела 260741 оболочечный элемент с 260744 узлами. Конечно-элементная модель кузова головного вагона представлена на рисунке 2.14.

Модель кузова первого прицепного вагона состояла только из оболочечных элементов, учет дополнительной массы оборудования и пассажиров осуществлялся за счет использования сосредоточенных масс. Модель представлена на рисунке 2.15, она включала 134542 элемента и 134726 узлов.

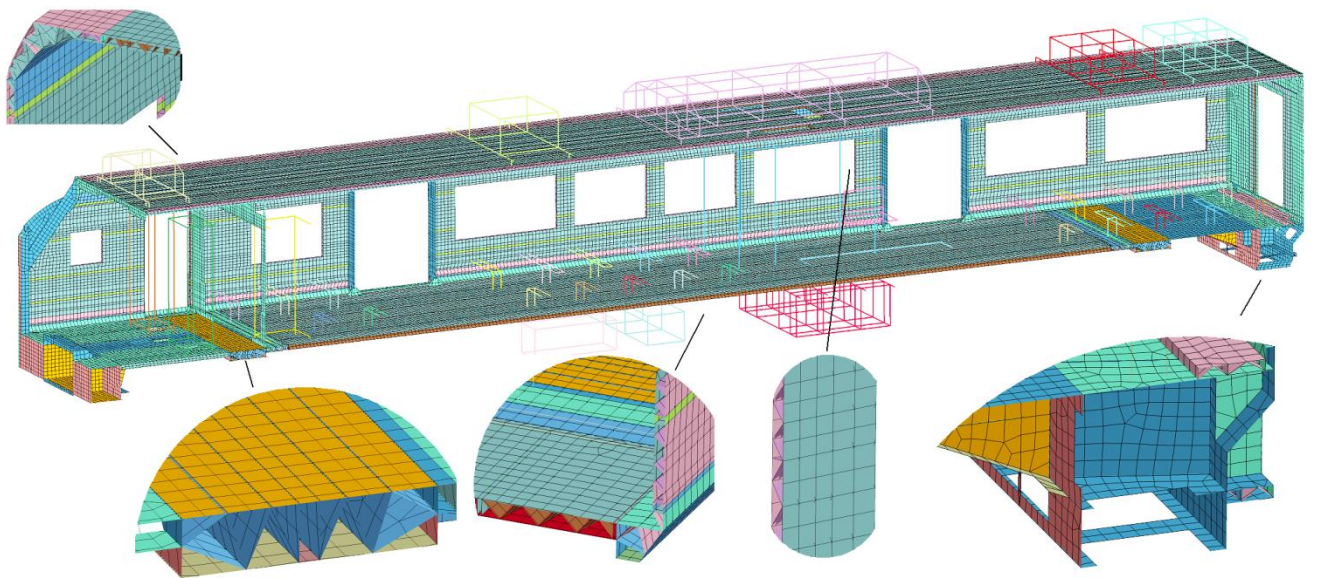


Рисунок 2.14 – Конечно-элементная модель кузова головного вагона

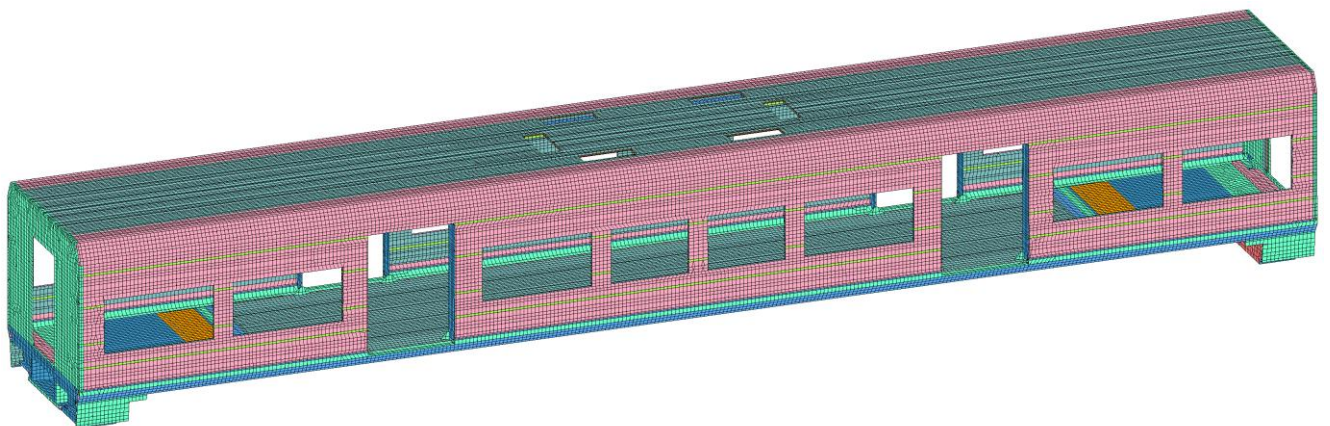


Рисунок 2.15 – Конечно-элементная модель кузова первого прицепного вагона

Конечно-элементная модель крэш-элементов сцепных устройств состояла из тяг сцепных устройств, необратимо деформируемых трубок и связующей тру-

бы, как показано на рисунке 2.16. Пространственная дискретизация модели осуществлялась с использованием оболочечных элементов. Размер сторон конечных элементов задавался от 12 до 20 мм, в результате модель состояла из 8064 элементов и 8184 узлов.

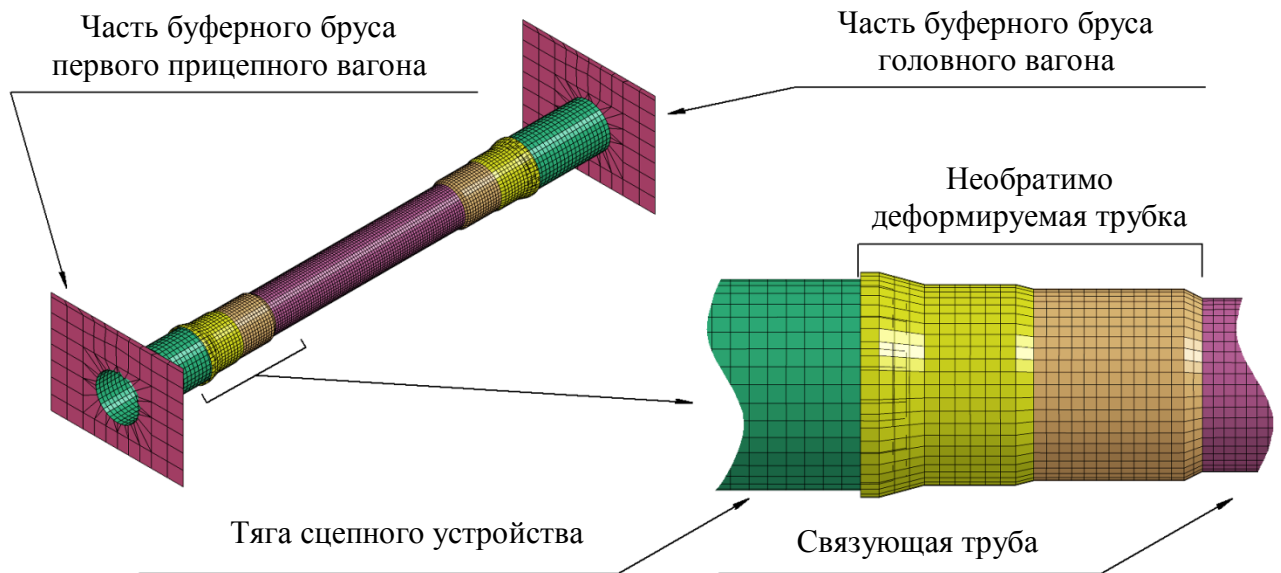
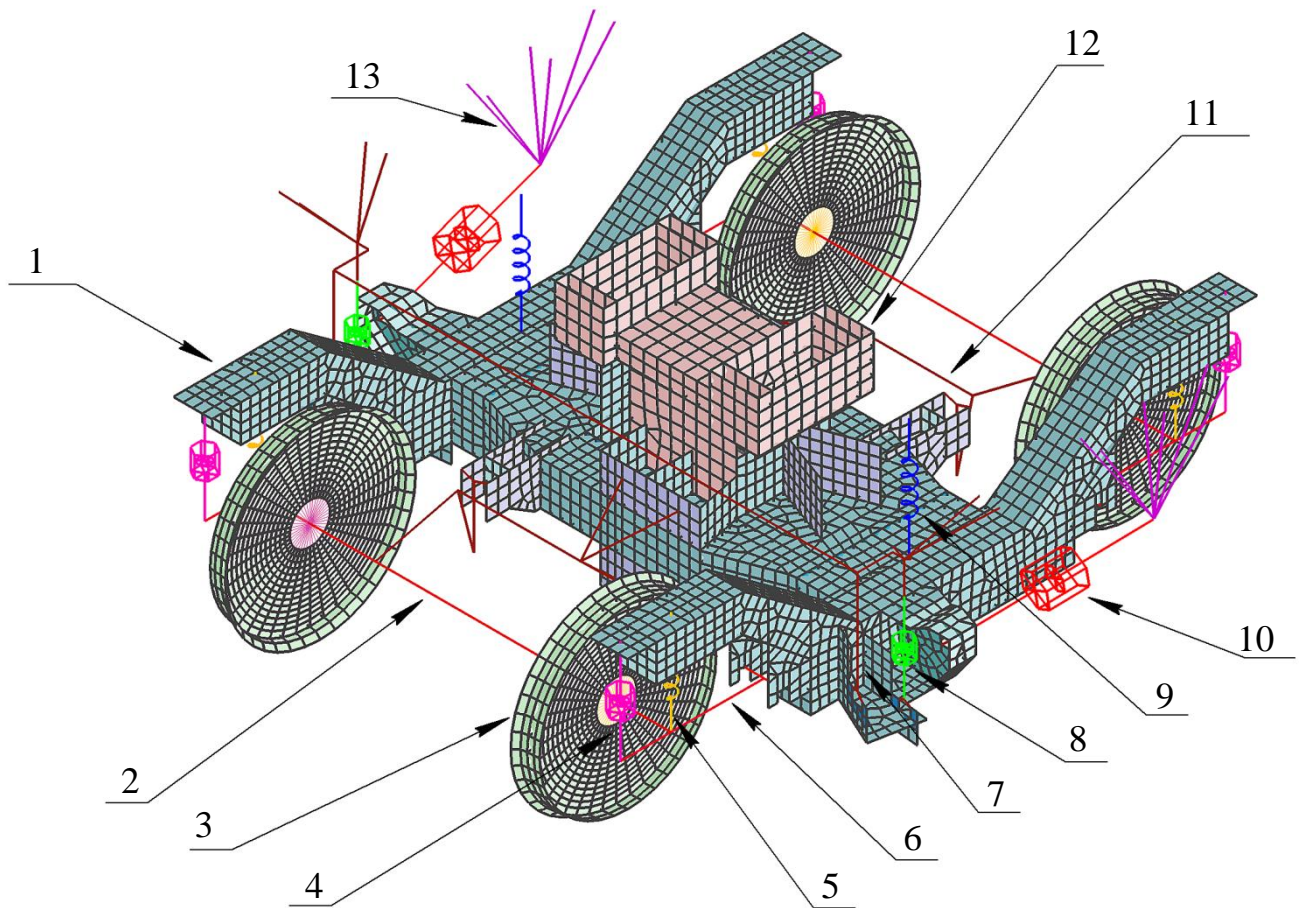


Рисунок 2.16 – Конечно-элементная модель крэш-элементов сцепных устройств

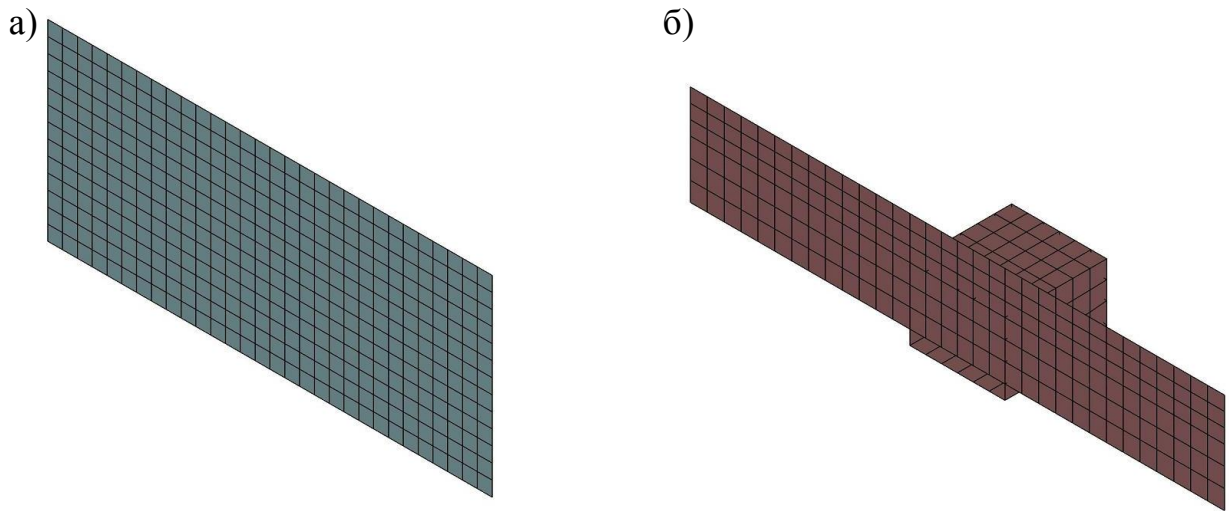
Модель тележки создавалась из оболочечных элементов для моделирования рамы тележки, шкворневого узла и колес. Также использовались балочные элементы для моделирования осей колесных пар, буксовых узлов, корпуса тягового двигателя, торсионной системы стабилизации, кронштейнов в ступенях рессорного подвешивания. Модель тележки предназначалась для определения характера движения вагона при столкновении, при этом не ставилась задача провести оценку напряженно-деформированного состояния конструкции тележек. Поэтому конечно-элементная модель создавалась из довольно грубой сетки, размер длины оболочечного конечного элемента задавался от 60 мм и выше. Для моделирования пружин и демпферов первой и второй ступеней рессорного подвешивания использовались силовые связи, а для учета распределения веса оборудования тележки применялись элементы сосредоточенных масс. Конечно-элементная модель тележки показана на рисунке 2.17.



1 – рама тележки; 2 – оси колесных пар; 3 – колеса; 4 – демпфер вертикальных колебаний;  
 5 – пружины первой ступени рессорного подвешивания; 6 – буксовый узел;  
 7 – торсионная система стабилизации; 8 – вертикальный демпфер;  
 9 – пневморессора; 10 – демпфер виляния; 11 – корпус тягового двигателя;  
 12 – шкворневой узел; 13 – кронштейн демпфера виляния

Рисунок 2.17 – Конечно-элементная модель тележки

Конечно-элементные модели препятствий, имитирующих грузовой вагон и автомобиль, соответствующие параметрам, задаваемым ГОСТ 32410-2013, разрабатывались с использованием оболочечных элементов и представлены на рисунке 2.18. Несмотря на то, что эти модели представляются абсолютно твердыми, их не следует моделировать слишком крупными элементами, так как это может привести к проблемам при определении области контактного взаимодействия в расчете. Поэтому для данных моделей использовались конечные элементы с размером стороны конечного элемента, равным 100 мм.



а) – конечно-элементная модель автомобиля;

б) – конечно-элементная модель грузового вагона

Рисунок 2.18 – Конечно-элементные модели препятствий по ГОСТ 32410-2013

При разработке модели деформируемого препятствия в качестве прототипа был выбран КАМАЗ 53215 самосвал. Данный автомобиль эквивалентен по массе и размерам модели автомобиля, регламентируемого стандартом ГОСТ 32410-2013. Пространственная модель деформируемого препятствия включала только кузов с шасси КАМАЗа и разрабатывалась с применением оболочечных элементов, как показано на рисунке 2.19. Размер стороны конечного элемента задавался 60 мм, в итоге модель состояла из 14599 элементов с 13520 узлами.

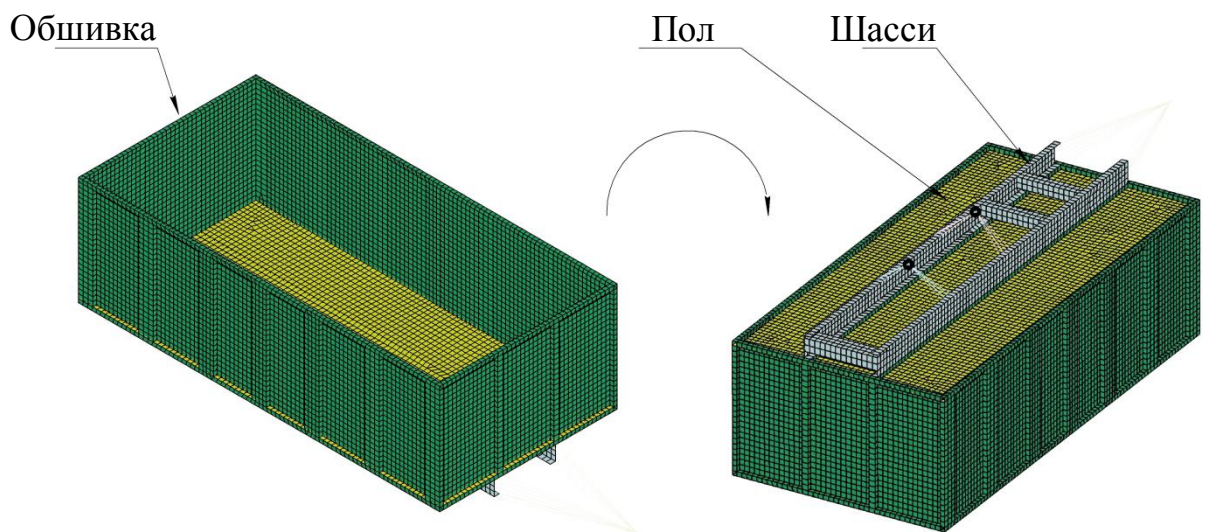


Рисунок 2.19 – Конечно-элементная модель деформируемого препятствия

В модели задавалась толщина оболочек стен кузова – 3мм, днища – 4 мм, рамы – 8мм [68]. Оси с колесами, расположенные под кузовом, и оборудование в районе кабины автомобиля моделировались элементами сосредоточенных масс.

## **2.7 Задание моделей материалов подсистемам объектов аварийного столкновения**

Модель материала – это некоторое идеализированное представление реальной деформируемой среды, учитывающее основные ее свойства сопротивления деформированию и подчиняющееся определенному математическому описанию в виде физических соотношений [69]. Физические соотношения определяют специфику деформируемой среды в отношении оказания сопротивления деформированию и представляют собой зависимость между мерами напряжений и мерами деформаций тела.

В работе использовались пять видов моделей материалов: модель абсолютно твердого материала, модель упругого материала, модель упругопластического материала, модель ячеистого материала и модель разрушаемого пеноматериала. В таблице 2.1 для каждой подсистемы конечно-элементной модели аварийного столкновения представлен выбор модели материалов.

В соответствии со стандартом препятствия должны моделироваться абсолютно твердыми телами, поэтому для них была выбрана соответствующая модель материала. Она не учитывает деформации и необходима для учета свойств инерции и определения параметров границы скольжения контакта.

В задаче моделирования аварийного столкновения отсутствует необходимость в расчете пластических деформаций в ходовых частях электропоезда, поэтому конечно-элементные модели тележек ассоциировались с моделью упругого материала.

Для определения необратимых деформаций кузовов вагонов при аварийном столкновении применялась модель упругопластического материала. Также эта

модель использовалась, чтобы учесть нелинейный характер работы устройства поглощения энергии и крэш-элементов сцепных устройств.

Таблица 2.1 – Выбор модели материалов

| Подсистема                                     | Материал                        | Модель материала                  |
|--|---------------------------------|-----------------------------------|
| Препятствие по стандарту                       | –                               | Абсолютно твердый материал        |
| Ходовые части                                  | Сталь S355K2W                   | Упругий материал                  |
| Кузов вагона                                   | Алюминиевый сплав EN AW-6005A   | Упругопластический материал       |
| Устройство поглощения энергии и путеочиститель | Сталь 09Г2С                     | Упругопластический материал       |
| Крэш-элементы сцепных устройств                | Алюминиевый сплав 5A06          | Упругопластический материал       |
| Кузов автомобиля                               | Сталь 09Г2С                     | Упругопластический материал       |
| Сотовые структуры                              | Алюминиевый сплав Aluminum 5052 | Модель ячеистого материала        |
| Пеноалюминий                                   | Алюминиевый сплав AlMg3Si6      | Модель разрушаемого пеноматериала |

Как уже было сказано выше, для моделирования разрушения сотовых структур и вспененных металлов целесообразно производить замену этих структур сплошными телами с эквивалентными механическими характеристиками. Поэтому для моделирования алюминиевых сот использовалась специальная модель ячеистого материала, которая учитывает ортотропные свойства сотовых структур и позволяет задать нелинейное упругопластическое поведение материала отдельно для всех нормальных и касательных напряжений.

Для моделирования пеноалюминия использовалась модель разрушаемого пеноматериала, которая позволяет задать характер разрушения материала по кривой зависимости напряжений от объемных деформаций, определенной по испытаниям на сжатие вспененного металла.

Более детальное описание моделей материалов, их физических соотношений и параметров, которые использовались в модели аварийного столкновения электропоезда с препятствием, приведено ниже.

### 2.7.1 Модель упругого материала

Модель упругого материала описывает изотропные тела, в которых нормальные и касательные напряжения линейно зависят от деформаций. В модели упругого материала обновление напряжений осуществляется по следующей формуле [64]

$$\sigma_{ij}^{n+1} = \sigma_{ij}^n + r_{ij}^n + 2G\Delta\varepsilon_{kl}^{n+1/2}, \quad (2.37)$$

где  $\sigma_{ij}^{n+1}$  – тензор напряжений на шаге n+1;

$\sigma_{ij}^n$  – тензор напряжений на шаге n;

$r_{ij}^n$  – тензор, корректирующий напряжения при повороте тела;

$G$  – модуль сдвига;

$\Delta\varepsilon_{ij}^{n+1/2}$  – приращение деформаций на полушаге n+1/2.

Приращение деформаций определяется по известным значениям скорости деформаций

$$\Delta\varepsilon_{ij}^{n+1/2} = \dot{\varepsilon}_{ij}^{n+1/2} \Delta t^{n+1/2}, \quad (2.38)$$

где  $\dot{\varepsilon}_{ij}^{n+1/2}$  – тензор скорости деформаций на полушаге n+1/2,

$\Delta t^{n+1/2}$  – приращение времени на полушаге n+1/2.

Модуль сдвига выражается через модуль Юнга  $E$  и коэффициент Пуассона  $\mu$  следующим образом

$$G = \frac{E}{(1 + \mu)}. \quad (2.39)$$

Параметры, которые задавались для модели упругого материала, соответствовали механическим характеристикам стали S355K2W и представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры модели упругого материала

| Материал      | $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | $E$ , Па          | $\mu$ |
|---------------|----------------------------|-------------------|-------|
| Сталь S355K2W | 7700                       | $2 \cdot 10^{11}$ | 0,3   |

В программе LS-DYNA данная модель идентифицируется как материал типа 1 и может использоваться для всех типов элементов: объемных, балочных и оболочечных [70].

### 2.7.2 Модель упругопластического материала

Модель упругопластического материала описывает изотропные тела, которые при нагружении работают упруго, пока не выполняется условие текучести, а при дальнейшем нагружении такого материала в нем развиваются не только упругие, но и пластические деформации.

Обновление напряжений в модели осуществляется в несколько этапов. Сначала производится вычисление пробных напряжений  $\tilde{\sigma}_{ij}^{n+1}$  в упругой области деформаций [64]

$$\tilde{\sigma}_{ij}^{n+1} = \sigma_{ij}^n + r_{ij}^n + 2G\Delta\varepsilon_{kl}^{n+1/2}. \quad (2.40)$$

Затем проводится проверка условия текучести по Мизесу: переход материала из упругого состояния в пластическое состояние происходит в момент, когда эквивалентные напряжения достигают напряжения текучести

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} \geq \sigma_y, \quad (2.41)$$

где  $\sigma_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентные напряжения;

$\sigma_y$  – напряжение текучести.



Эквивалентные напряжения вычисляются по следующей формуле

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\left(\frac{3}{2} \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1} \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1}\right)}. \quad (2.42)$$

Если условие текучести выполняется, то тензор действительных напряжений  $\sigma_{ij}^{n+1}$  определяют на поверхности текучести Мизеса, в противном случае тензору действительных напряжений присваивают значения пробных напряжений

$$\sigma_{ij}^{n+1} = \begin{cases} \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}\right) \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1}, & \text{при } \sigma_{\text{ЭКВ}} \geq \sigma_y \\ \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1}, & \text{при } \sigma_{\text{ЭКВ}} < \sigma_y \end{cases}. \quad (2.43)$$

В исследовании рассматривались две наиболее распространенные формулировки модели упругопластического материала в задачах нелинейного динамического анализа: модель кусочно-линейной пластичности и упрощенная модель пластичности Джонсона-Кука.

В модели кусочно-линейной пластичности напряжение текучести зависит от скорости деформации и функции пластического упрочнения

$$\sigma_y = \beta_v \left[ \sigma_0 + f_h \left( \varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p \right) \right], \quad (2.44)$$

где  $\beta_v$  – параметр, учитывающий влияние скорости деформации;

$\sigma_0$  – предел текучести материала при статическом нагружении;

$f_h \left( \varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p \right)$  – функция пластического упрочнения;

$\varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p$  – эквивалентная пластическая деформация.

Параметр  $\beta_v$  определяется моделью Купера-Саймондса

$$\beta_v = 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_{\text{ЭКВ}}^p}{C} \right)^q, \quad (2.45)$$

где  $\dot{\varepsilon}_{\text{ЭКВ}}^p$  – эквивалентная скорость деформации,

$C$  – коэффициент упрочнения материала модели Купера-Саймондса;

$q$  – показатель упрочнения материала модели Купера-Саймондса.

Функция пластического упрочнения  $f_h(\varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p)$  представляет собой график зависимости напряжений текучести при статическом нагружении  $\sigma_y^{\text{ст}}$  от эквивалентных пластических деформаций.

Параметры модели кусочно-линейной пластичности представлены в таблице 2.3, коэффициенты Купера-Саймондса для стали и алюминия взяты из источника [71, с. 341].

Задающие кривые функций пластического упрочнения  $f_h(\varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p)$  вычислялись автором методом степенной аппроксимации по основным характеристикам материала в работе [72] и представлены на рисунке 2.20.

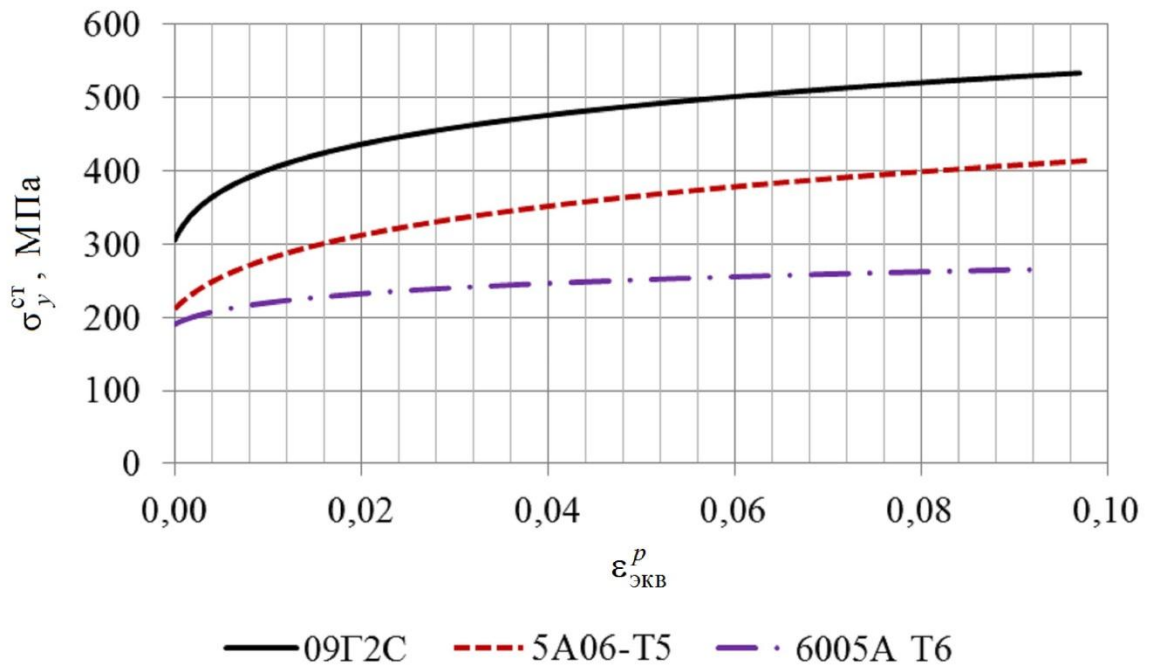


Рисунок 2.20 – Задающие кривые модели кусочно-линейной пластичности

Таблица 2.3 – Параметры модели кусочно-линейной пластичности

| Материал                | $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | $E$ , ГПа | $\mu$ | $\sigma_0$ , МПа | $C$  | $q$ |
|-------------------------|----------------------------|-----------|-------|------------------|------|-----|
| Сталь 09Г2С             | 7850                       | 200       | 0,30  | 305,6            | 40,4 | 5   |
| Алюминиевый сплав 5А06  | 2657                       | 71        | 0,33  | 211,1            | 6500 | 4   |
| Алюминиевый сплав 6005А | 2713                       | 69        | 0,33  | 190,5            | 6500 | 4   |

В упрощенной модели пластичности Джонсона-Кука напряжения в зоне пластической деформации определяются следующей зависимостью [64]

$$\sigma_y = \left( A + B \left( \varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p \right)^N \right) (1 + c \cdot \ln \dot{\varepsilon}_{\text{ЭКВ}}), \quad (2.46)$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты упрочнения модели Джонсона-Кука;

$\varepsilon_{\text{ЭКВ}}^p$  – эквивалентная пластическая деформация;

$N$  – показатель упрочнения модели Джонсона-Кука;

$c$  – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к скорости деформации;

$\dot{\varepsilon}_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентная скорость пластической деформации.

Параметры упрощенной модели пластичности Джонсона-Кука взяты в библиотеке материалов у металлов с идентичными механическими характеристиками и представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Параметры упрощенной модели пластичности Джонсона-Кука

| Материал                | $\rho$ ,<br>кг/м <sup>3</sup> | $E$ ,<br>ГПа | $\mu$ | $A$ ,<br>МПа | $B$ ,<br>МПа | $N$   | $C$   |
|-------------------------|-------------------------------|--------------|-------|--------------|--------------|-------|-------|
| Сталь 09Г2С             | 7850                          | 200          | 0,30  | 128          | 603          | 0,176 | 0,016 |
| Алюминиевый сплав 5А06  | 2657                          | 71           | 0,33  | 93           | 566          | 0,249 | 0,070 |
| Алюминиевый сплав 6005А | 2713                          | 69           | 0,33  | 191          | 197          | 0,199 | 0,010 |

В программе LS-DYNA модель кусочно-линейной пластичности идентифицируется как материал типа 24, а упрощенная модель пластичности Джонсона-Кука – материал типа 98, обе модели могут использоваться для всех типов элементов: объемных, балочных элементов и оболочек [70].

## 2.7.3 Модель ячеистого материала

Модель ячеистого материала описывает упругопластическое поведение материала с ортотропными свойствами. До уплотнения компоненты тензора напряжений материала не связаны, т. е. компонент нормального напряжения  $\sigma_{aa}$  порождает сопротивление материала в локальном направлении  $a$  независимо от других локальных направлений  $b$  и  $c$  (см. рисунок 2.21).

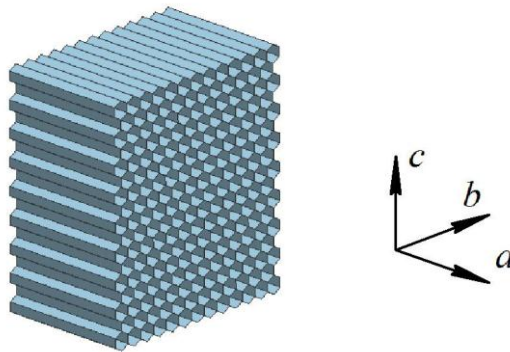


Рисунок 2.21 – Локальные направления модели ячеистого материала

Модули упругости материала в зависимости от локальных направлений  $a$ ,  $b$  и  $c$  имеют разные значения и в процессе деформирования изменяются по следующим формулам [64]

$$E_{\alpha} = E_{\alpha}^0 + \beta_V (E - E_{\alpha}^0), \quad \alpha = aa, bb, \text{ и } cc; \quad (2.47)$$

где  $E_{\alpha}$  – модули Юнга в текущий момент времени;

$E_{\alpha}^0$  – модуль Юнга в начальный момент времени;

$E$  – модуль Юнга для максимально уплотненного материала;

$k_v$  – функция относительного объема уплотнения;

$$G_{\beta} = G_{\beta}^0 + \beta_V (G - G_{\beta}^0), \quad \beta = ab, bc, \text{ и } ca, \quad (2.48)$$

где  $G_{\beta}$  – модули сдвига в текущий момент времени;

$G_{\beta}^0$  – модуль сдвига в начальный момент времени;

$G$  – модуль сдвига для максимально уплотненного материала;

Функция относительного объема уплотнения  $k_v$ , определяется по следующей зависимости

$$k_v = \max \left[ \min \left( \frac{1-v_c}{1-v_f}, 1 \right), 0 \right], \quad (2.49)$$

где  $v_c$  – относительный объем в текущий момент времени;

$v_f$  – относительный объем в момент времени, когда материал полностью уплотнен.

Относительный объем в текущий момент времени равен

$$v_c = \frac{V_c}{V_0}, \quad (2.50)$$

где  $V_c$  – объем материала в текущий момент времени;

$V_0$  – объем материала в начальный момент времени.

Относительный объем в момент времени, когда материал полностью уплотнен, определяется по следующей формуле

$$v_f = \frac{V_f}{V_0}, \quad (2.51)$$

где  $V_f$  – объем материала в момент времени, когда материал полностью уплотнен.

Для обновления компонентов действительного тензора напряжений сначала осуществляется обновление значений компонентов пробных напряжений. Они рассчитываются с использованием модулей упругости в текущий момент времени

$$\tilde{\sigma}_\alpha^{n+1} = \sigma_\alpha^n + E_\alpha \Delta \varepsilon_\alpha^{n+1/2}, \quad \alpha = aa, bb, \text{ и } cc, \quad (2.52)$$

где  $\tilde{\sigma}_\alpha^{n+1}$  – пробные нормальные напряжения;

$\sigma_\alpha^n$  – действительные нормальные напряжения;

$\Delta \varepsilon_\alpha^{n+1/2}$  – приращения линейных деформаций;

$$\tilde{\sigma}_\beta^{n+1} = \sigma_\beta^n + 2G_\beta \Delta \varepsilon_\beta^{n+1/2}, \quad \beta = ab, bc, \text{ и } ca, \quad (2.53)$$

где  $\tilde{\sigma}_\beta^{n+1}$  – пробные касательные напряжения;

$\sigma_{\beta}^n$  – действительные касательные напряжения;

$\Delta\varepsilon_{\beta}^{n+1/2}$  – приращения угловых деформаций.

Затем каждый компонент пробного тензора напряжений сравнивается со значениями компонентов тензора напряжений на поверхности текучести, определенных по задающей кривой. Если величины пробного напряжения не ниже значений напряжений текучести, то компоненты действительного тензора напряжений определяются по напряжениям поверхности текучести. В противном случае компонентам действительного тензора напряжений присваиваются значения компонентов пробного тензора напряжений

$$\sigma_{ij}^{n+1} = \begin{cases} \sigma_{ij}^y, & \text{если } \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1} \geq \sigma_{ij}^y \\ \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1}, & \text{если } \tilde{\sigma}_{ij}^{n+1} < \sigma_{ij}^y \end{cases}, \quad (2.54)$$

где  $\sigma_{ij}^y$  – напряжения текучести.

Зависимости компонентов напряжений текучести от объемных деформаций  $\sigma_{ij}^y(\varepsilon_V)$  определяются по реальным диаграммам деформирования при испытаниях на сжатие сотовых структур. В исследовании использовались алюминиевые соты с толщиной ячейки 0,06 мм и диаметром вписанной окружности 3,46 мм. Параметры модели для таких сот были взяты из источника [53] и представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Параметры модели сотовых структур

| Материал            | $\rho$ ,<br>кг/м <sup>3</sup> | $E$ ,<br>ГПа | $G$ ,<br>ГПа | $\mu$ | $\nu_f$ | $E_{aa}$ ,<br>МПа | $E_{bb}$ ,<br>МПа | $E_{cc}$ ,<br>МПа | $G_{ab}$ ,<br>МПа | $G_{bc}$ ,<br>МПа | $G_{ca}$<br>МПа |
|---------------------|-------------------------------|--------------|--------------|-------|---------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------|
| Алюминиевые<br>Соты | 93,5                          | 69           | 26           | 0,33  | 0,24    | 3184,0            | 4,3               | 4,3               | 449,0             | 674,0             | 0,2             |

Задающая кривая, определяющая величину среднего напряжения при продольном и боковом сжатии, изображена на рисунке 2.22.

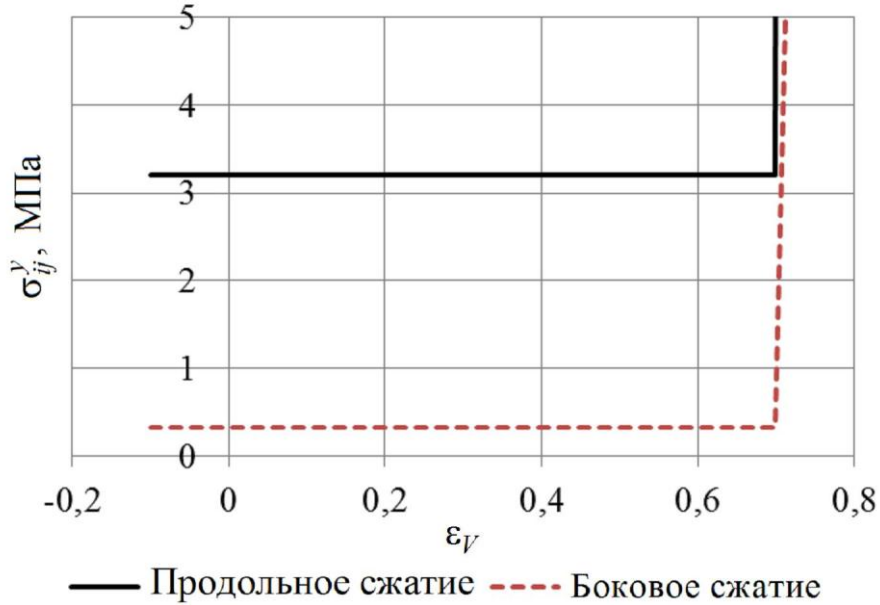


Рисунок 2.22 – Задающие кривые модели сотовых структур

В программе LS-DYNA модель ячеистого материала идентифицируется как материал типа 26 и может использоваться только для объемных элементов [70].

#### 2.7.4 Модель разрушаемого пеноматериала

Модель разрушаемого пеноматериала описывает упругопластическое поведение материала, в котором деформация происходит в одном измерении с коэффициентом Пуассона, практически равном нулю [64]. Обновление напряжений в модели, осуществляется также в несколько этапов, сначала вычисляется тензор пробных напряжений

$$\tilde{\sigma}_{ij}^{n+1} = \sigma_{ij}^n + E \dot{\varepsilon}_{ij}^{n+1/2} \Delta t^{n+1/2}, \quad (2.55)$$

Затем тензор пробных напряжений  $\tilde{\sigma}_{ij}^{n+1}$  трансформируется в пространстве главных напряжений в диагональный тензор  $\tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}$ , где  $\lambda = 1, 2, 3$ . Далее компоненты линейного инварианта диагонального тензора  $|\tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}|$  сравниваются с напряже-

нием текучести  $\sigma_y$ . Если они превышают напряжение текучести, то их значения уменьшают до значений соответствующих компонентам напряжений на поверхности текучести. В противном случае действительным главным напряжениям присваивают значения главных пробных напряжений

$$\sigma_{\lambda}^{n+1} = \begin{cases} \sigma_y \frac{\tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}}{|\tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}|}, & \text{если } |\tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}| \geq \sigma_y, \\ \tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}, & \text{если } |\tilde{\sigma}_{\lambda}^{n+1}| < \sigma_y \end{cases}, \quad (2.56)$$

После определения главных напряжений, они трансформируется обратно в глобальную систему. Напряжение текучести представляет собой функцию объемной деформации  $\sigma_y = \sigma_y(\gamma)$  и задается в виде графика во входных данных. Объемная деформация выражается через относительный объем в текущий момент времени

$$\gamma = 1 - v_c. \quad (2.57)$$

Относительный объем в текущий момент времени равен

$$v_c = \frac{V_c}{V_0}, \quad (2.58)$$

где  $V_c$  – объем материала в текущий момент времени;

$V_0$  – объем материала в начальный момент времени.

При достижении деформации предельных значений  $\varepsilon_{\text{cut}}$  происходит разрыв материала. Влияние скорости деформации на поведение материала осуществляется через коэффициент вязкости  $\beta_1$ .

В исследовании применялся пеноалюминий с закрытой пористостью и плотностью  $0,5 \text{ г/см}^3$ , параметры модели для такого материала были взяты из источника [73] и представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Параметры модели вспененного металла

| Материал     | $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> | $E$ , ГПа | $\mu$ | $\varepsilon_{\text{cut}}$ | $\beta_1$ |
|--------------|----------------------------|-----------|-------|----------------------------|-----------|
| Пеноалюминий | 500                        | 64,8      | 0,01  | 1,1                        | 0,05      |



Задающая кривая зависимости между пределом текучести и объемной деформацией представлена на рисунке 2.23.

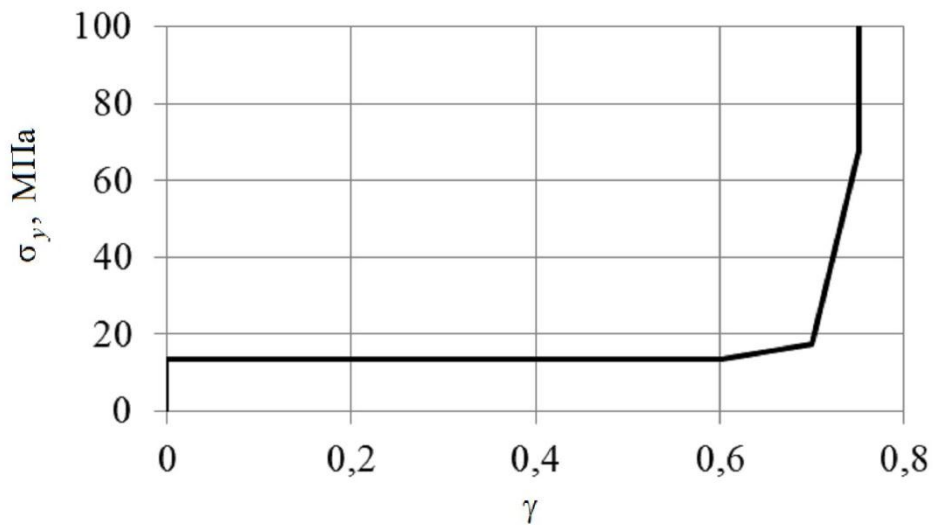


Рисунок 2.23 – Задающая кривая модели вспененного металла

В программе LS-DYNA модель разрушаемого пеноматериала идентифицируется как материал типа 63 и может использоваться только для объемных элементов [70].

## 2.8 Формирование модели аварийного столкновения

В соответствии с принятой расчетной схемой столкновения электропоезда производилась сборка конечно-элементных моделей подсистем в общую конечно-элементную модель аварийного столкновения с применением силовых связей и сосредоточенных масс. При этом для каждого расчетного сценария аварийной ситуации создавалась отдельная расчетная модель. На рисунке 2.24 приведена общая конечно-элементная модель аварийного столкновения электропоезда «Ласточка» с деформируемым препятствием.

Затем были заданы следующие начальные и граничные условия:

– в начальный момент времени все узлы электропоезда движутся с одинаковой скоростью в одном направлении, в то время как узлы препятствия находятся в покое;

– одномерные силовые элементы состава вагонов последующего за первым прицепным вагоном имеют одну степень свободы – вдоль направления движения;

– препятствия, соответствующие стандарту, имеют только одну степень свободы – вдоль направления движения;

– деформируемое препятствие имеет 6 степеней свободы.

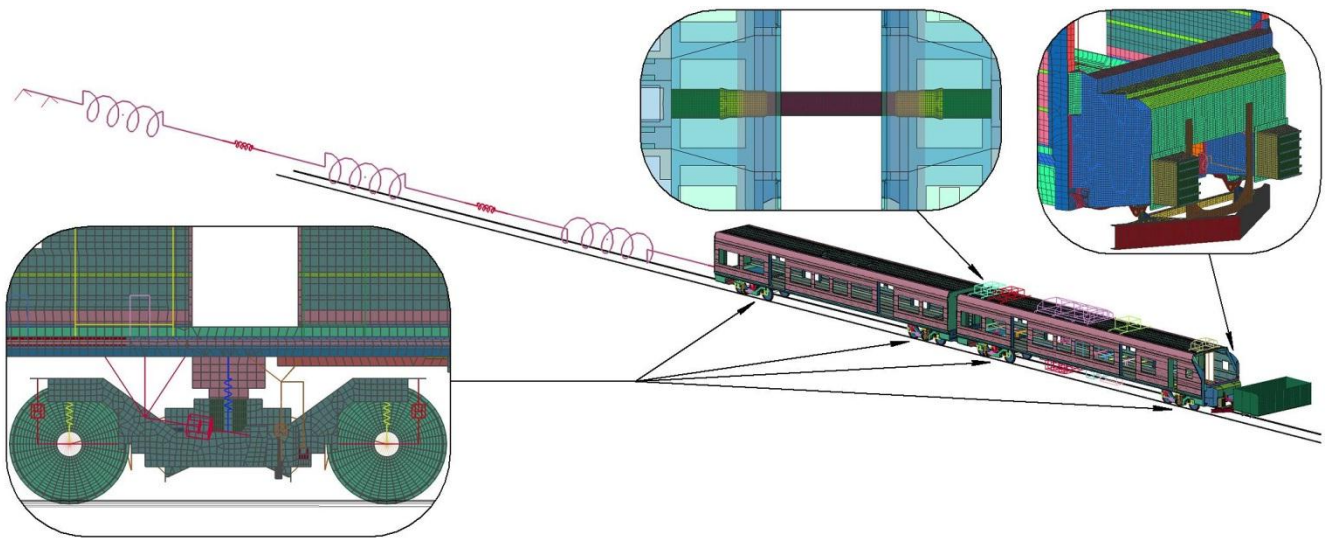


Рисунок 2.24 – Общая конечно-элементная модель аварийного столкновения электропоезда «Ласточка» с деформируемым препятствием

Для реализации граничных условий на контактных поверхностях общей модели аварийного столкновения в программе LS-DYNA использовался автоматический контакт оболочек. Расчет алгоритма основан на методе штрафа. Сущность метода заключается в том, что при проникновении узлов одной поверхности (подчиненной) в другую (главную) к узлам контактных поверхностей прикладываются «выталкивающие силы», зависящие от глубины проникновения и жесткости поверхности. Для моделирования взаимодействия колеса и рельса использовался контакт твердой поверхности, в котором поверхность рельса представляется

абсолютно твердым телом и определяется набором узловых точек лежащих на контуре головки рельса.

Наиболее сложная конечно-элементная модель аварийного столкновения электропоезда соответствовала расчетному сценарию столкновения с деформируемым препятствием и содержала 1102 балочных элемента, 71 силовой элемент, 122221 элемент сосредоточенных масс и 530410 оболочечных элементов, совокупное число узлов составило 410552 точки.

## 2.9 Выводы по разделу 2

1. Сформулированы основные принципы создания методики исследования работоспособности крэш-системы электропоезда, согласно которым методика должна: базироваться на применении высоконаучных программ компьютерного моделирования, реализующих метод конечных элементов с явным интегрированием разрешающих уравнений; носить многоэтапный и итерационный характер; включать в расчетную модель столкновения, верифицированную модель устройства поглощения энергии.

2. Предложена расчетная схема модели аварийного столкновения электропоезда, в которой головной и первый прицепной вагон представляют собой подробную трехмерную конечно-элементную модель, а остальные вагоны рассматриваются как система из сосредоточенных масс, соединенных между собой упругими связями.

3. Приведены уравнения системы конечных элементов, используемые в нелинейном динамическом анализе для описания движения и состояния объектов столкновения, вместе с тем изложен алгоритм интегрирования данных уравнений по времени центральным разностным методом.

4. Предложена методика исследования процессов аварийного столкновения электропоезда с препятствием, которая включала следующие этапы: разработка

конечно-элементных моделей подсистем; задание моделей материалов; подтверждение адекватности разработанных математических моделей; формирование модели аварийного столкновения; моделирование аварийного столкновения; обработка результатов; интерпретация результатов..

5. Предложены следующие конечно-элементные модели подсистем общей модели аварийного столкновения электропоезда: устройство поглощения энергии, путеочиститель, кузов головного и первого прицепного вагона, крэш-элемент сцепного устройства, тележки, препятствия по ГОСТ 32410-2013 и деформируемое препятствие. При разработке дискретных моделей подсистем использовались основные элементы: оболочечные, объемные и балочные; а также вспомогательные элементы: силовые (пружинные и демпфирующие) связи и сосредоточенные массы.

7. Для каждой подсистемы модели аварийного столкновения предложены следующие модели материалов: абсолютно твердый материал, упругий материал, упругопластический материал (с формулировкой кусочно-линейной пластичности и Джонсона-Кука), ячеистый материал и разрушаемый пеноматериал. Приведены уравнения физических соотношений для данных моделей материалов и их параметры.

8. Для каждого расчетного сценария сформирована отдельная конечно-элементная модель аварийного столкновения электропоезда. Наиболее сложная модель аварийного столкновения электропоезда «Ласточка» содержала 530410 оболочечных элементов, 1102 балочных элемента, 71 силовую связь и 122221 сосредоточенную массу; совокупное число узлов составило 410552 точки.

### **3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ КРЭШ-СИСТЕМЫ ДЛЯ ПОДТВЕРЖДЕНИЯ АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ**

#### **3.1 Виды экспериментальных исследований характеристик элементов крэш-систем**

Расчетные методы исследования позволяют априорно оценить характеристики устройств поглощения энергии и работоспособность аварийной крэш-системы. Выявленные расчетным путем результаты являются единственным способом оценки качества конструкции и принятых технических решений на стадии проектирования. Для повышения точности моделирования могут проводиться исследовательские эксперименты, которые позволяют произвести калибровку и идентификацию математической модели.

Однако после изготовления аварийной крэш-системы опытные образцы должны пройти испытания. Согласно новому ГОСТ 32410-2013 контроль требований безопасности к отдельным устройствам поглощения энергии должен осуществляться с применением натуральных испытаний. По результатам испытаний проверяют основные характеристики устройств поглощения энергии и адекватность расчетной модели. Впоследствии верифицированную модель устройства включают в общую модель аварийного столкновения и по ней производят контроль выполнения требований к аварийной крэш-системе.

Стандартом предусмотрены следующие виды натуральных испытаний устройств поглощения энергии:

- испытания со штатной установкой устройств поглощения энергии на подвижном составе;
- испытания с установкой устройств поглощения энергии на макеты единиц подвижного состава;

– автономные разрушающие испытания устройства поглощения энергии.

При проведении испытания со штатной установкой устройств поглощения энергии на подвижной состав по сценариям аварийного столкновения допускается контроль требований к крэш-системе без использования расчетных моделей. При проведении таких испытаний определяют характеристики устройств поглощения энергии, средние значения продольных ускорений единиц подвижного состава и величины остаточных деформаций кузовов. Недостатком такого подхода является высокая стоимость испытания. Испытания со штатной установкой устройств поглощения энергии на подвижной состав проводились в рамках проекта французских железных дорог (SNCF) по разработке концепции пассивной безопасности [74]; фрагменты этих испытаний представлены на рисунке 3.1.

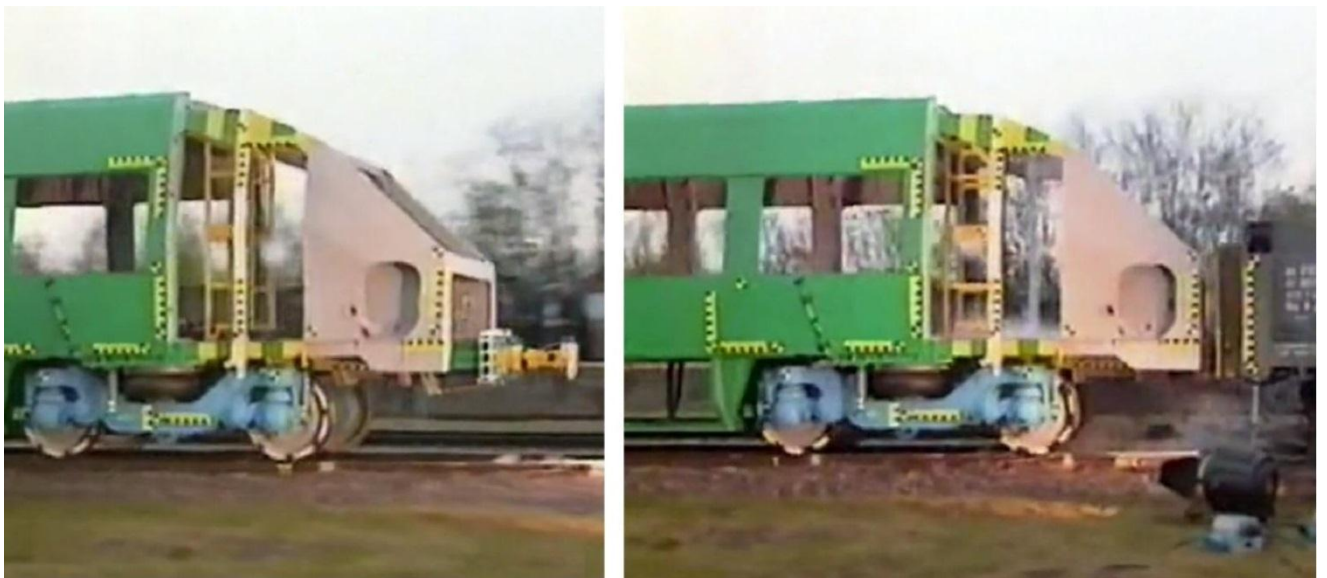


Рисунок 3.1 – Испытания со штатной установкой устройств поглощения энергии на подвижной состав

Испытания с установкой устройства поглощения энергии на макеты единиц подвижного состава позволяют определить характеристики этих устройств и величины средних значений продольных ускорений единиц подвижного состава. Под макетом единицы подвижного состава подразумевается подвижная железнодорожная конструкция, соответствующая имитируемым единицам подвижного состава по массовым параметрам и схеме размещения устройств поглощения

энергии. В качестве примера таких испытаний можно привести динамические испытания аварийной крэш-системы, проведенные в рамках проекта SAFETRAIN [75], которые показаны на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Испытания с установкой устройств поглощения энергии на макеты единиц подвижного состава

Автономные разрушающие испытания устройств поглощения энергии – это натурные испытания, не предполагающие установку этих устройств на подвижной состав. Такой вид испытаний позволяет определять характеристики устройств поглощения энергии при минимальных затратах на эксперимент. Автономные разрушающие испытания проводились для верификации устройства поглощения энергии высокоскоростного поезда Alstom AGV с целью контроля требований европейского стандарта EN15227 (рисунок 3.3).



Рисунок 3.3 – Автономные разрушающие испытания

Измерение и регистрация процессов при динамических ударных испытаниях производится с помощью комплексов современной аппаратуры. Общая блок-схема показана на рисунке 3.4 [14].

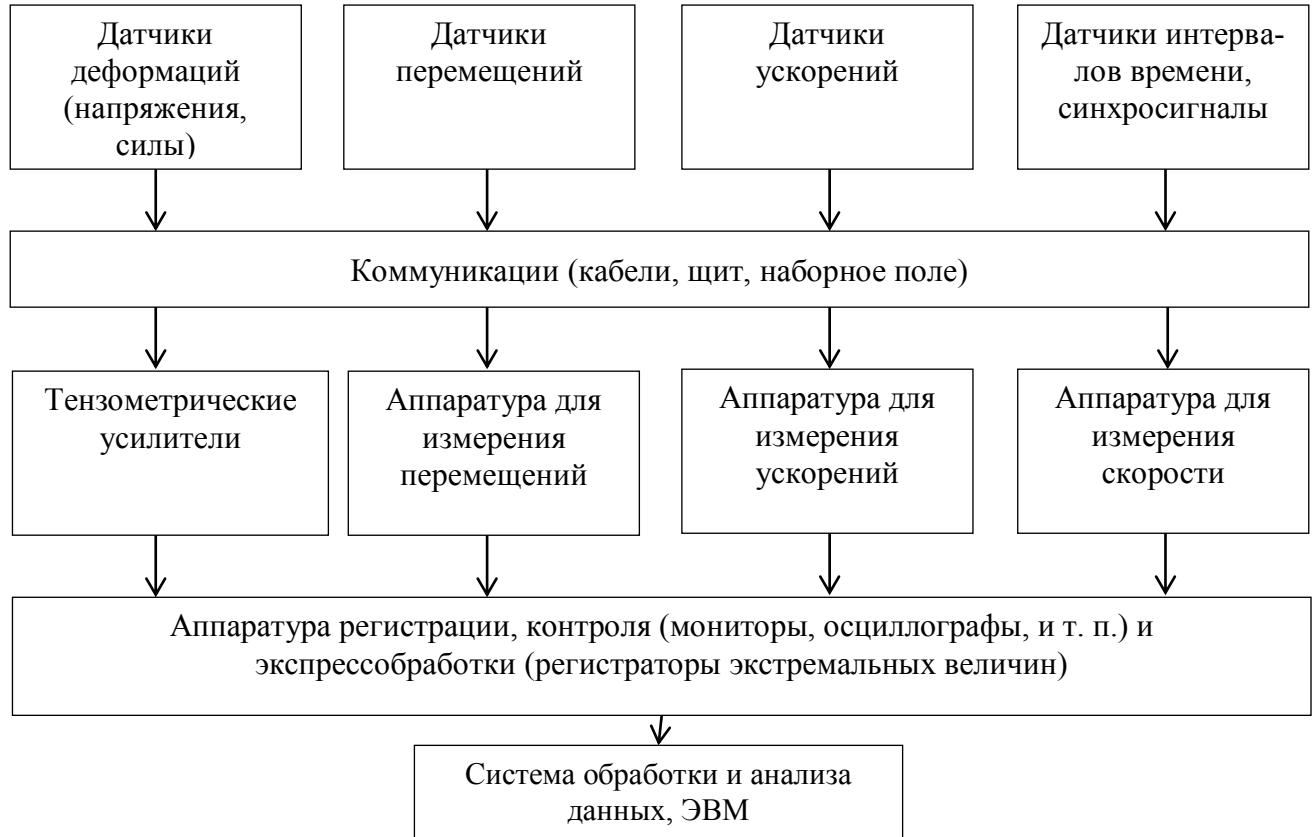


Рисунок 3.4 – Блок-схема системы измерений, регистрации и обработки результатов испытаний подвижного состава ударным нагрузкам

Все испытания проводят в режиме ударного нагружения. В качестве источника энергии для создания ударной нагрузки используют земное тяготение, энергию горения быстроспламеняющихся средств, энергию сжатых газов, силу сжатой пружины и электрическое поле (включая линейные двигатели, приводящие в движение разгонные тележки).

Результаты испытаний сопоставляют с результатами моделирования процессов деформирования устройств поглощения энергии с целью проверки адекватности расчетной модели. Согласно ГОСТ 32410-2013 расчетную модель устройства поглощения энергии признают адекватной, если:



- расчетное и экспериментальные значения поглощенной устройством энергии отличаются друг от друга не более чем на 10%;
- расчетное и экспериментальные значения длины рабочего участка диаграммы деформирования устройства поглощения энергии отличаются друг от друга не более чем на 10%;
- средние значения осевой силы, приложенной к устройству поглощения энергии, полученные при расчетах и испытаниях, отличаются друг от друга не более чем на 10%;
- характер деформирования устройств поглощения энергии, полученный при испытаниях, соответствует характеру деформирования устройств, полученному при расчетах.

В соответствии с изложенной во втором разделе методикой исследования были проведены:

- экспериментальные исследования разрушения тонкостенных стальных трубок с целью отработки методики нелинейного анализа методом конечных элементов на простейших конструкциях и выбора модели упругопластического изотропного материала;
- натурные испытания устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» с целью проверки адекватности, разработанной модели.

### **3.2 Оценка моделей упругопластического изотропного материала по результатам экспериментального исследования разрушения стальных трубок**

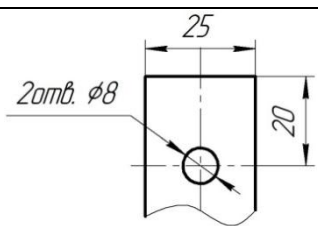
В расчетной модели аварийного столкновения модель упругопластического изотропного материала используется для моделирования необратимых деформаций кузовов вагонов и типового устройства поглощения энергии. Поэтому правильный выбор формулировки модели материала будет оказывать решающее влияние на адекватность результатов моделирования аварийного столкновения. Рас-

сматривались две наиболее распространенные формулировки модели упругопластического изотропного материала, используемые при нелинейном динамическом анализе металлических конструкций: модель кусочно-линейной пластичности (модель КЛП) и упрощенная модель пластичности Джонсона-Кука (модель ДК). В исследовании поставлено пять опытов со стальными трубками:

- опыт 1 – осевое деформирование прямоугольной трубки;
- опыт 2 – осевое деформирование трубки с перфорацией;
- опыт 3 – глобальная потеря устойчивости квадратной трубки;
- опыт 4 – поперечное деформирование квадратной трубки;
- опыт 5 – поперечное деформирование круглой трубки.

Для каждого опыта были изготовлены отдельные образцы, которые имели по два одинаковых экземпляра. Образцы трубок имели геометрические параметры, представленные в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Геометрические параметры образцов

| Опыт | Длина, мм | Профиль трубы, мм | Толщина стенок, мм | Примечание  |
|------|-----------|-------------------|--------------------|---|
| 1    | 110       | 40x20             | 1,3                | -   |
| 2    | 100       | 25x40             | 1,9                |  |
| 3    | 110       | 20x20             | 1,6                | -   |
| 4    | 100       | 60x60             | 3,0                | -   |
| 5    | 100       | Ø48*              | 3,0                | * наружный диаметр круглой трубы  |

Экспериментальные исследования необратимого деформирования тонкостенных стальных трубок проводились автором в условиях Испытательного центра технических средств железнодорожного транспорта Уральского государственного университета путей сообщения (ИЦ ТСЖТ УрГУПС) на универсальной

испытательной машине с электромеханическим силовозбудителем марки «Testometric». Схема испытательной машины представлена на рисунке 3.5.

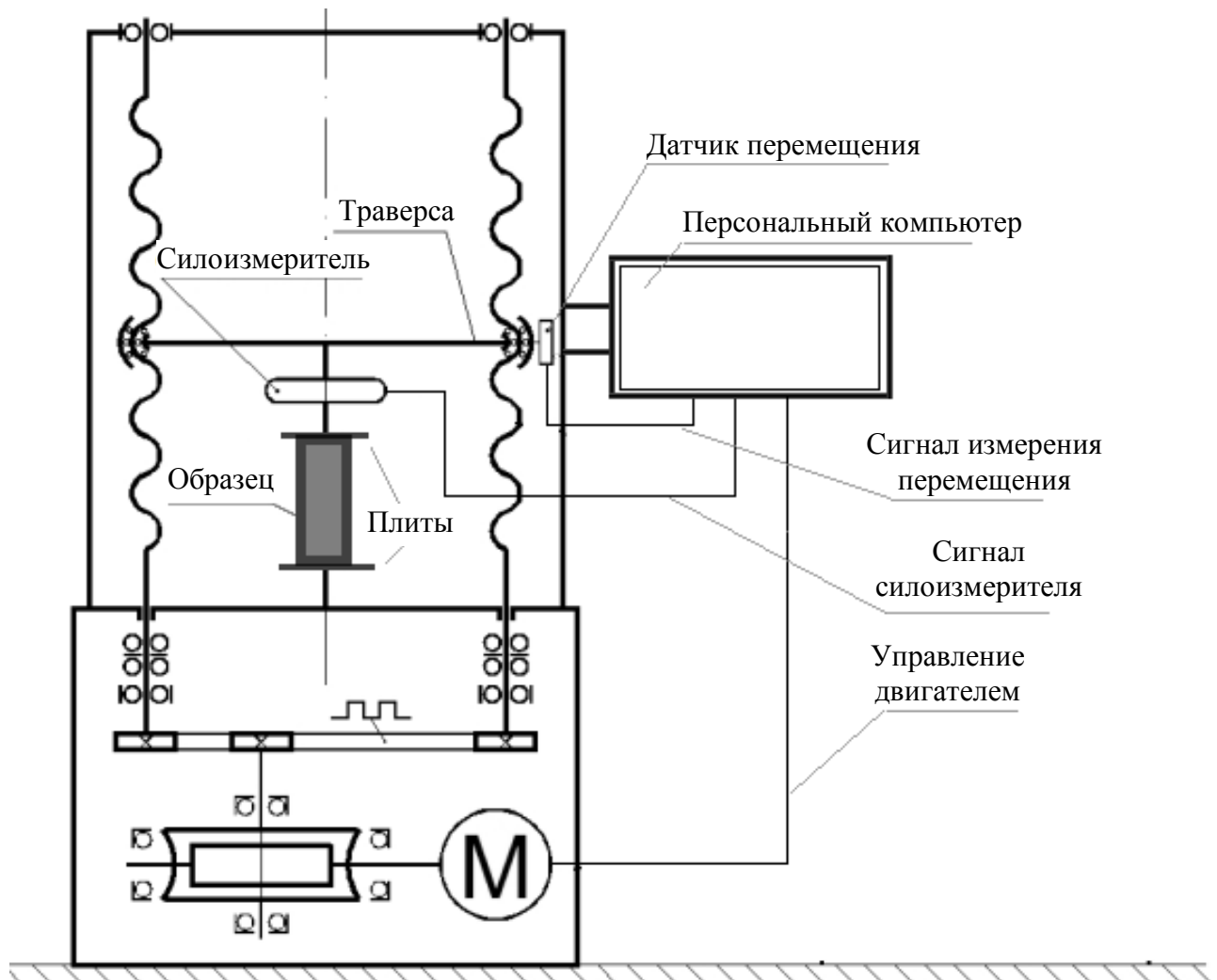


Рисунок 3.5 – Схема испытательной машины Testometric

При подготовке к испытаниям, на наружную поверхность образцов, наносилась координатная сетка, разбивающая поверхность трубки на сектора. Образцы устанавливались между подвижной и неподвижной плитами стенда, как показано на рисунке 3.6. При проведении испытаний нагрузка от пресса передавалась на подвижную плиту, а затем на образец. Перемещение подвижной плиты осуществлялось со скоростью 10 мм/мин. Последовательность событий деформирования регистрировалась путем видеосъемки цифровой видеокамерой Sony HDR-AS50R. Диаграмма деформирования образцов определялась за счет силоизмерительного

датчика и датчика перемещений, интегрированных в испытательном стенде. Результаты измерений отображались на персональном компьютере стенда.

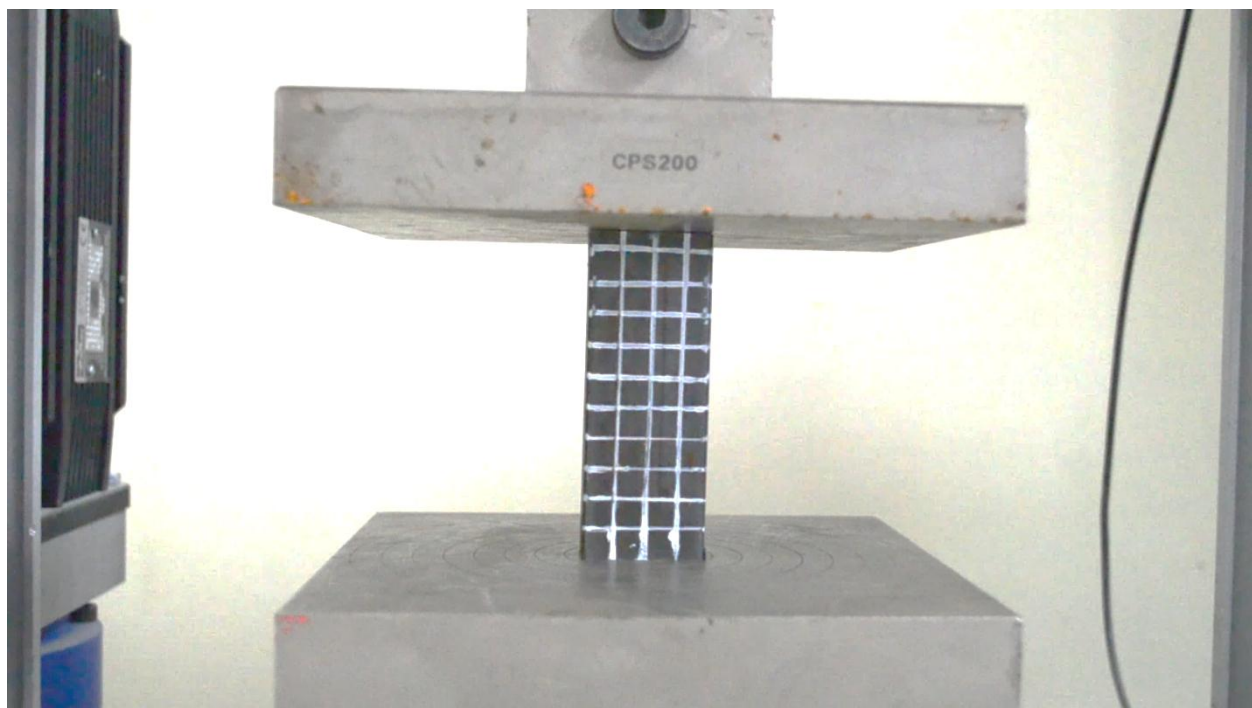


Рисунок 3.6 – Образец перед проведением испытаний

Для опытов были разработаны отдельные расчетные модели необратимого деформирования трубок в режимах, эквивалентных условиям проведения экспериментов. Каждая модель содержала конечно-элементную модель трубки, соответствующую экспериментальному образцу и две абсолютно твердые пластины, имитирующие нижнюю неподвижную плиту и верхнюю подвижную плиту стенда. Конечно-элементные модели строились из оболочных элементов и представлены на рисунке 3.7. Для обеспечения экспериментальных условий нагружения скорость движения подвижной плиты задавалась равной 0,1 м/с, при этом были отключены параметры модели, учитывающие чувствительность материала к скорости деформирования.

Выявление наиболее адекватной модели материала осуществлялось путем качественного сопоставления: по форме кривой диаграммы деформирования и форме пластических деформаций, а также путем количественного сопоставления: по средней силе деформирования  $F_m$  и коэффициенту силы деформирования  $C_F$ .

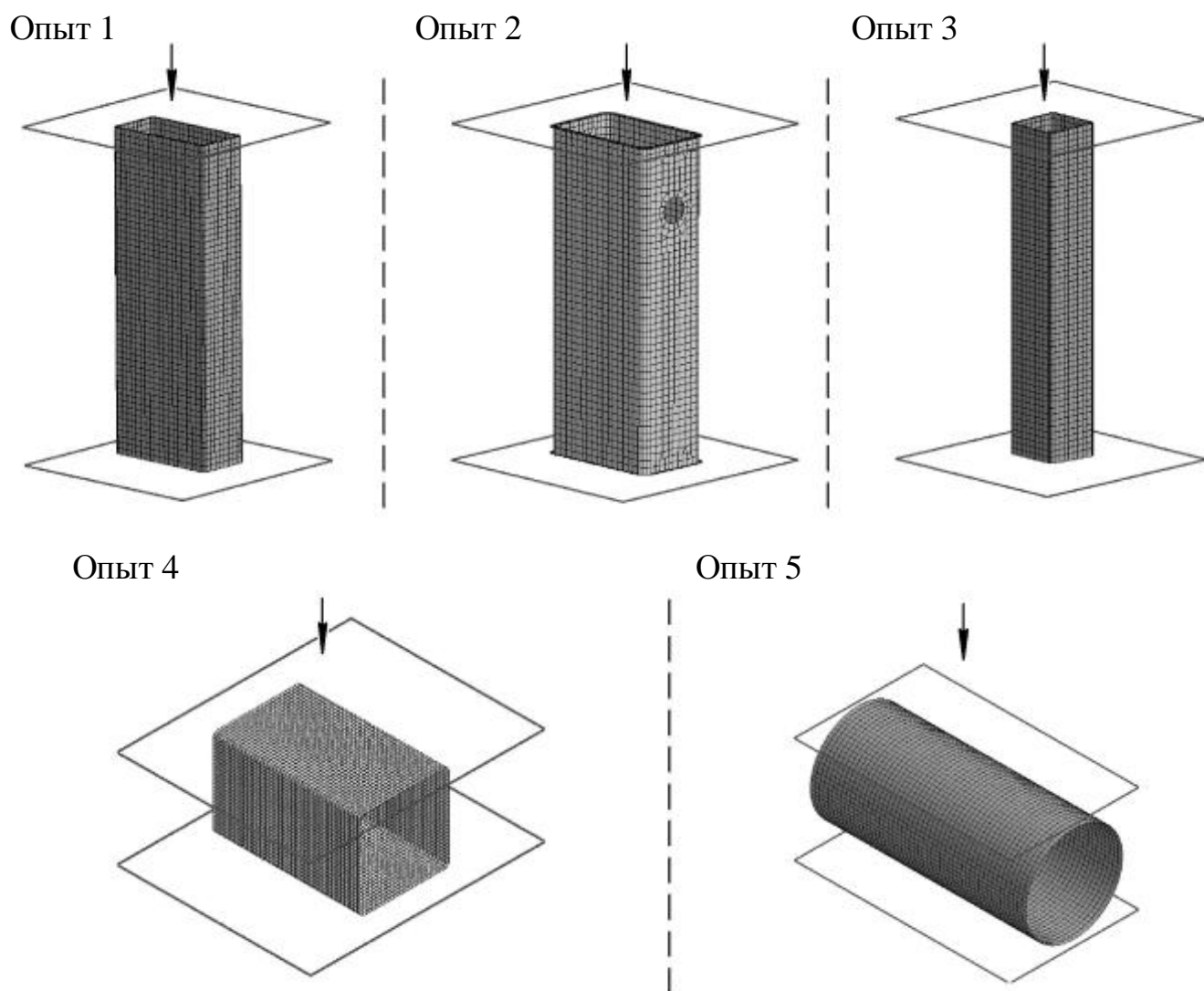
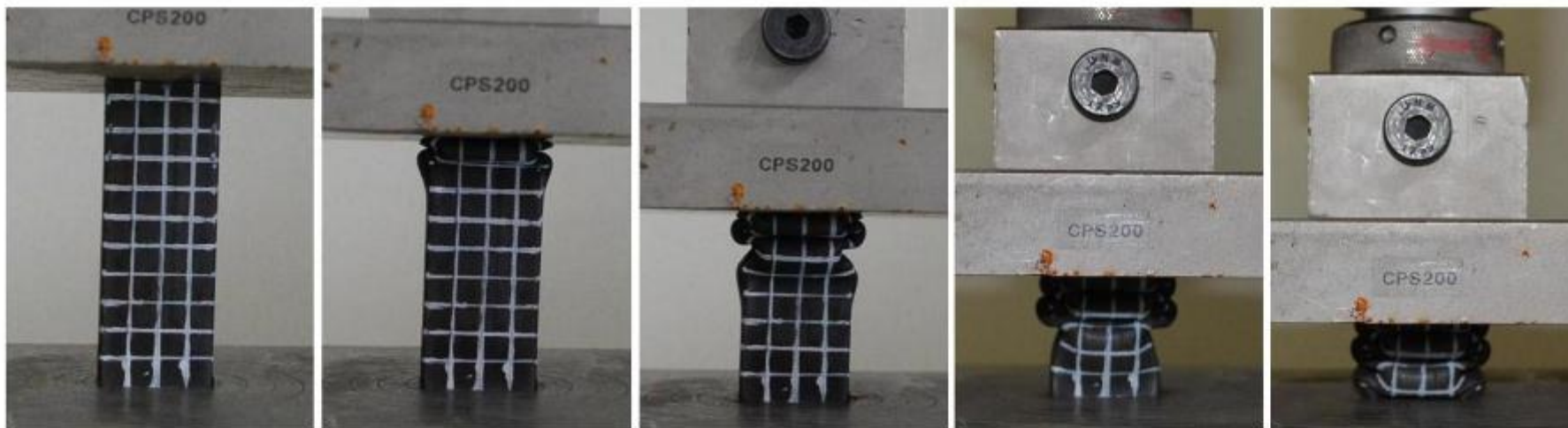


Рисунок 3.7 – Конечно-элементные модели трубок опытов

Опыт 1 нацелен на проверку способности модели адекватно рассчитывать локальную пластическую потерю устойчивости тонкостенных трубок при осевом сжатии. Такой режим деформирования тонкостенных металлических структур сопровождается образованием кольцевых складок и является базовым принципом поглощения энергии для большинства крэш-систем.

Сопоставление форм пластических деформаций трубок при осевом деформировании, полученных за счет натуральных испытаний и компьютерного моделирования, показано на рисунке 3.8.

## Эксперимент



Модель кусочно-линейной пластичности и модель Джонсона-Кука

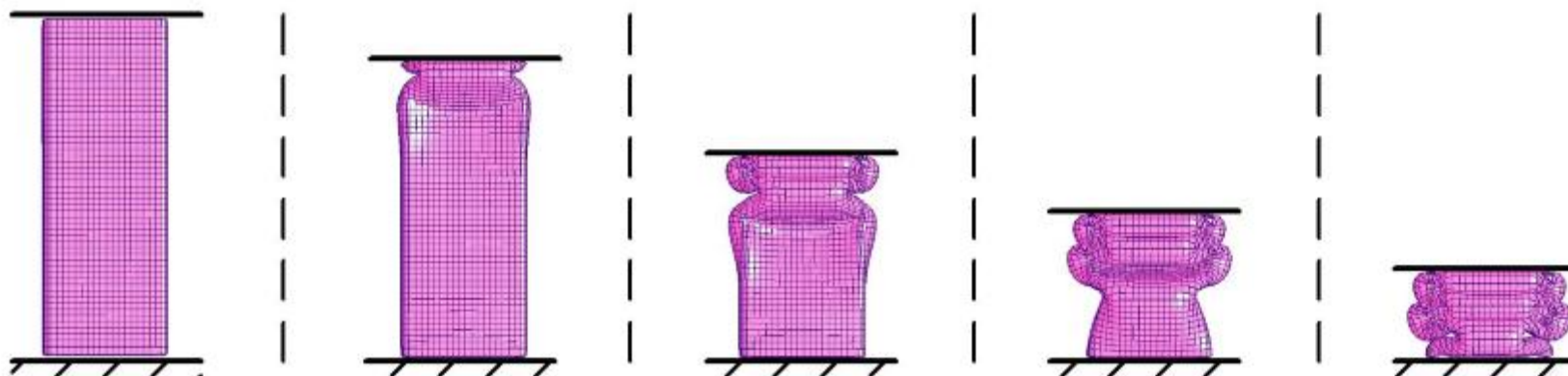


Рисунок 3.8 – Сопоставление форм пластических деформаций опыта 1

Визуальный анализ показал полное соответствие характера деформирования трубок эксперимента и расчетных моделей. Формы пластических деформаций трубок для разных моделей материалов оказались идентичными. В то же время диаграмма деформирования трубки модели кусочно-линейной пластичности (модель КЛП) показала лучшее согласие с результатом опыта в сравнении с диаграммой модели Джонсона-Кука (модель ДК), как видно из рисунка 3.9.

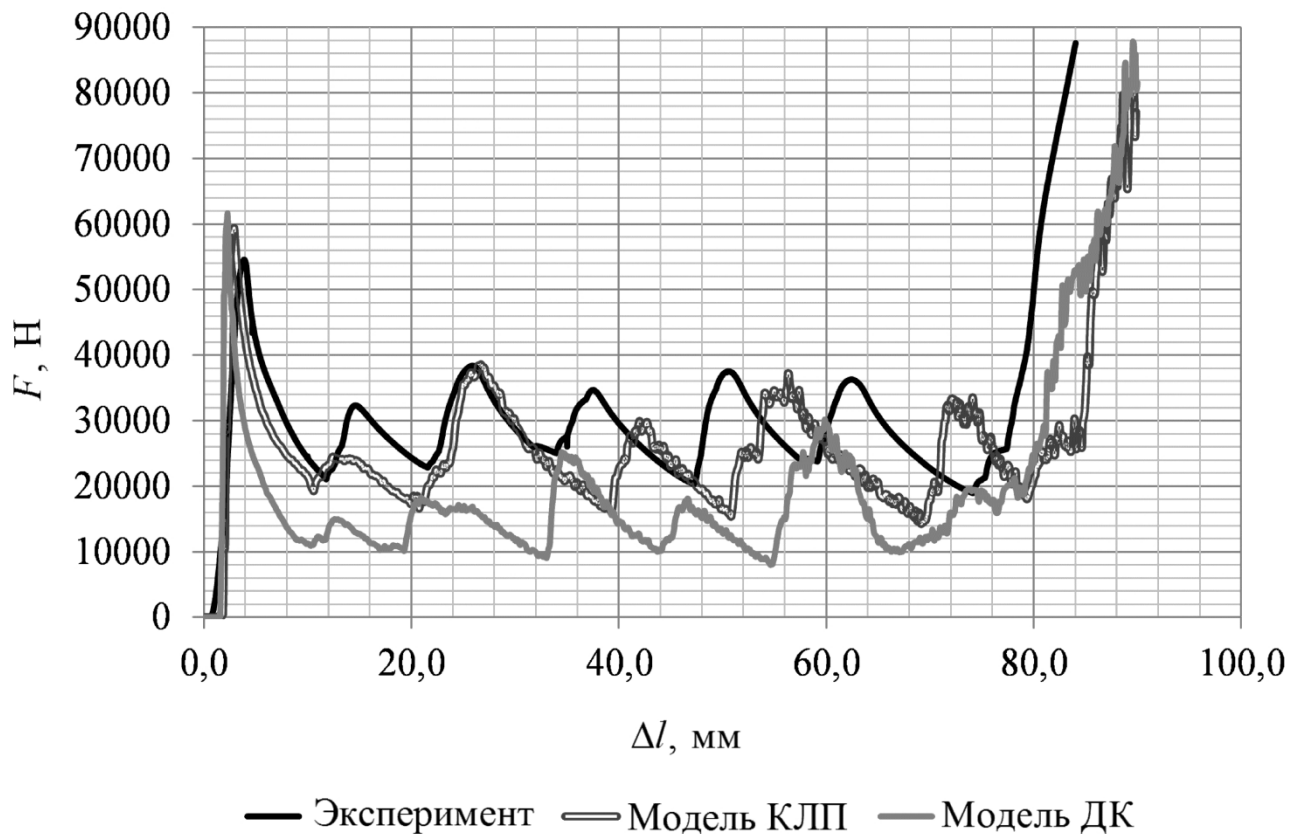


Рисунок 3.9 – Сопоставление диаграмм деформирования опыта 1

По результатам опыта 2 проводилась проверка способности моделей материалов адекватно рассчитывать силу срабатывания при наличии концентраторов напряжений в виде перфораций. На рисунке 3.10 изображено сравнение форм пластических деформаций опыта 2. Численное моделирование показало, что локальная пластическая деформация сначала происходит в области отверстий, что хорошо согласуется с результатом эксперимента. На рисунке 3.11 приведены диа-

граммы деформирования опыта, полученные экспериментально и численным моделированием.

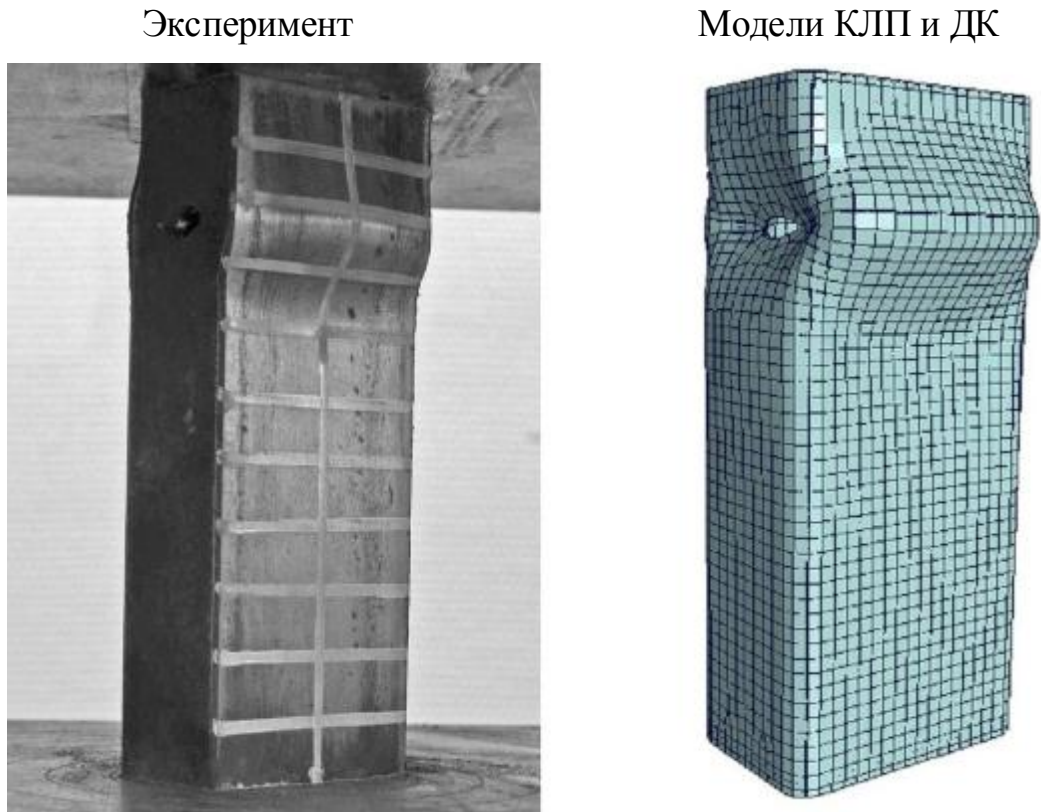


Рисунок 3.10 – Сопоставление форм пластических деформаций опыта 2

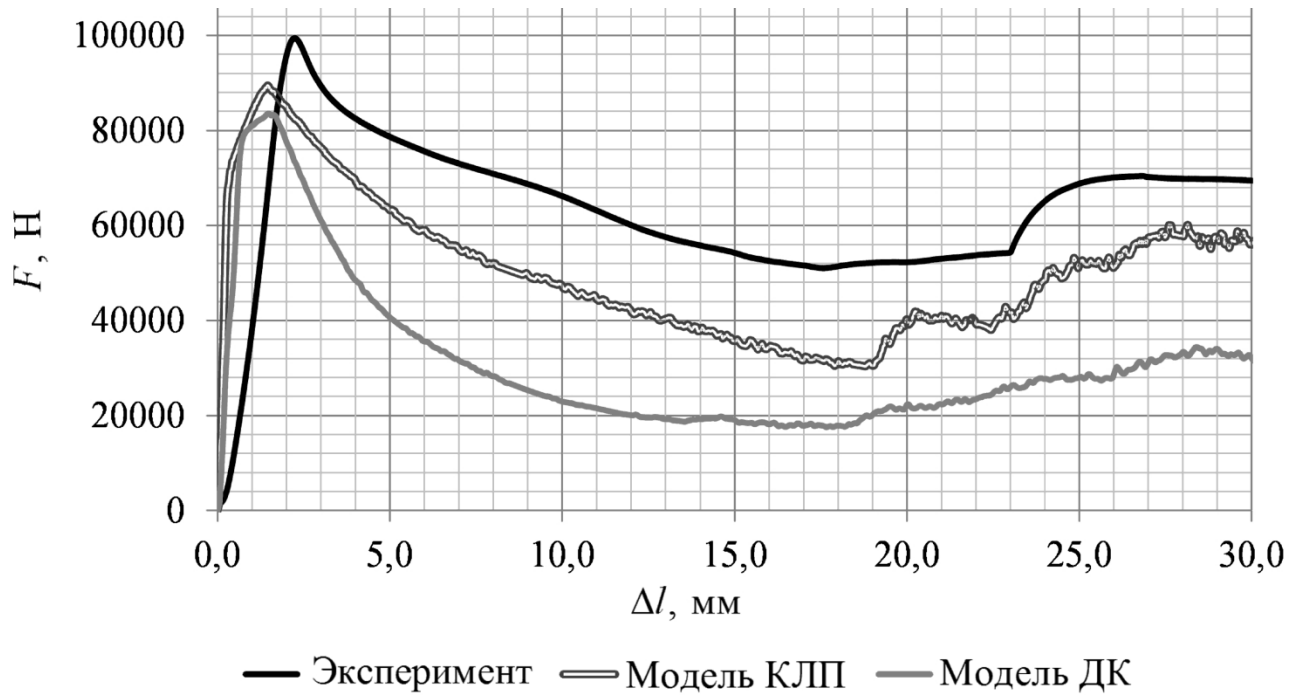


Рисунок 3.11 – Сопоставление диаграмм деформирования опыта 2



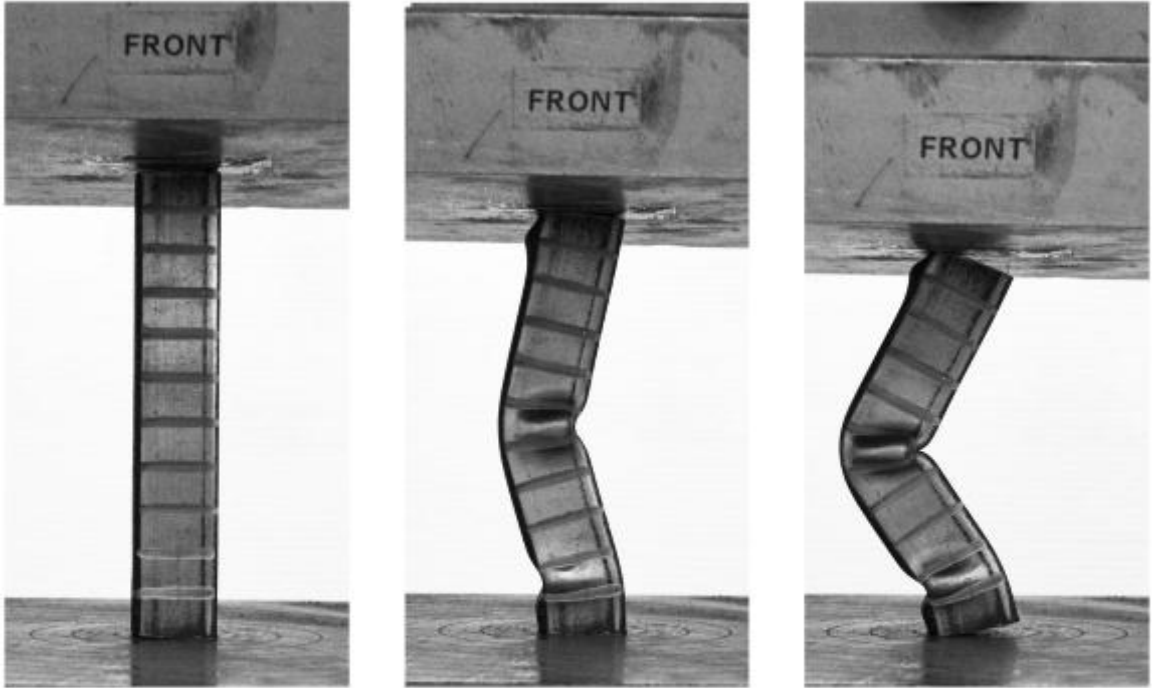
В экспериментальных и расчетных диаграммах деформирования трубок с перфорациями рассматривалась только та область, в которой происходило пластическое разрушение участка с концентратором напряжений. Сравнение результатов показало, что расчетные силы деформирования ниже, чем силы, полученные в эксперименте. При этом результаты модели кусочно-линейной пластичности (модель КЛП) в большей степени соответствуют данным эксперимента, чем расчетные данные упрощенной модели материала Джонсона-Кука (модель ДК).

В опыте 3 был подобран образец трубки с такими геометрическими параметрами (соотношением толщины стенок, размеров поперечного сечения и длины), которые обеспечивали изгиб трубки при осевом деформировании. Это позволяло по результатам исследования оценить способность модели материала определять глобальную потерю устойчивости тонкостенных трубок.

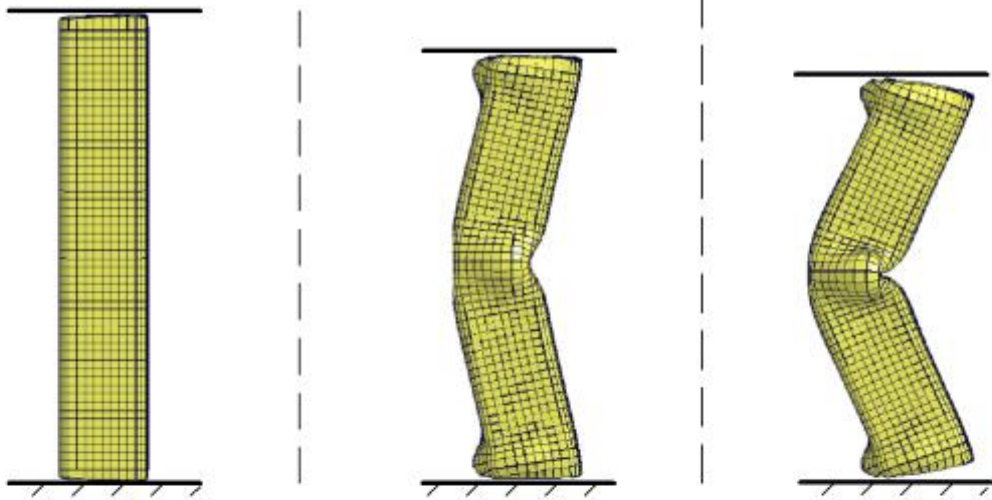
Деформирование устройств поглощения энергии в режиме глобальной потери устойчивости считается нежелательным, поскольку в таком случае уровень поглощенной энергии будет значительно ниже, чем при деформировании с образованием кольцевых складок. Поэтому модель, способная прогнозировать такой тип пластической деформации, может на этапе проектирования выявить неудачное исполнение устройства поглощения энергии.

На рисунке 3.12 представлено сравнение форм пластических деформаций трубок, выявленных по результатам эксперимента и численного моделирования необратимого деформирования трубок. В данном опыте расчетные модели показали разные результаты форм пластических деформаций. Упрощенная модель материала Джонсона-Кука довольно точно смоделировала характер разрушения: место изгиба расположено в центре трубы, как и в случае с данными эксперимента. Тем временем результаты расчета с использованием модели кусочно-линейной пластичности показали, что в процессе осевого сжатия трубки произошла локальная потеря устойчивости в зоне основания трубки, что не соответствует данным эксперимента. На рисунке 3.13 представлены диаграммы деформирования, сформированные по данным эксперимента и результатам расчетов опыта 3.

## Эксперимент



## Модель Джонсона-Кука



## Модель кусочно-линейной пластичности

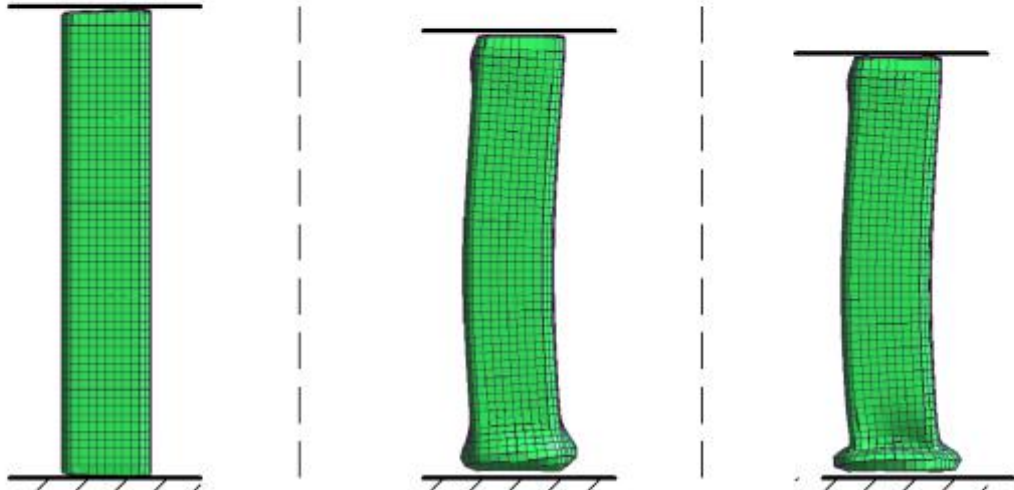


Рисунок 3.12 – Сопоставление форм пластических деформаций опыта 3

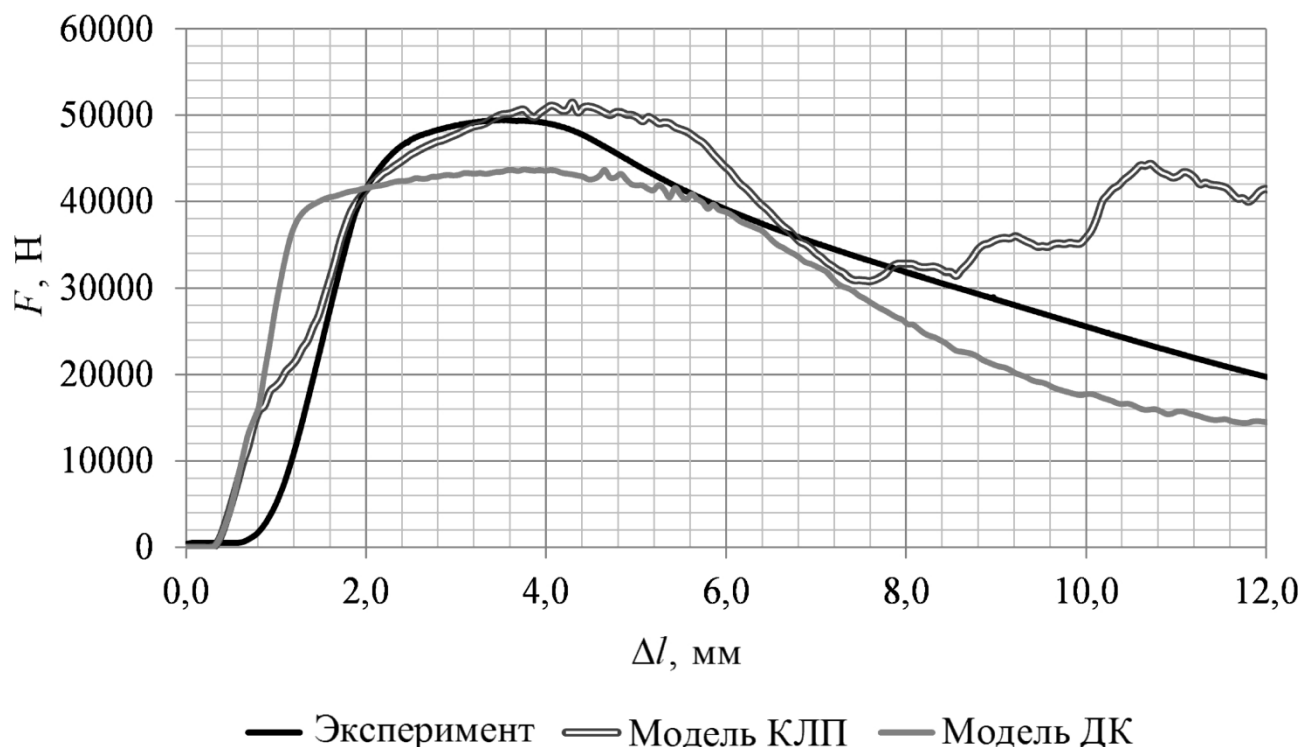


Рисунок 3.13 – Сопоставление диаграмм деформирования опыта 3

При сравнении диаграмм деформирования видно, что пороговая сила срабатывания, определенная моделью кусочно-линейной пластичности (модель КЛП), ближе к результату эксперимента, при этом форма кривой диаграммы упрощенной модели Джонсона-Кука (модель ДК) лучше согласуется с кривой опыта.

Устройства поглощения энергии, работающие в режиме поперечного деформирования, часто используются в крэш-системах локомотивов, где устанавливаются в лобовой части кабины машиниста. Поэтому в рамках исследования были проведены опыты 4 и 5, в которых производилось деформирование квадратных и круглых трубок перпендикулярно их оси для оценки адекватности разработанного подхода моделирования. При проведении эксперимента в опыте 4 не удалось обеспечить идеальных условий нагружения, чтобы деформация трубок происходила симметричным образом. Поэтому при сравнении форм пластических деформаций, полученных при численном моделировании и эксперименте, имеется небольшое разногласие, что видно на рисунке 3.14.

## Эксперимент



## Модель кусочно-линейной пластичности и модель Джонсона-Кука

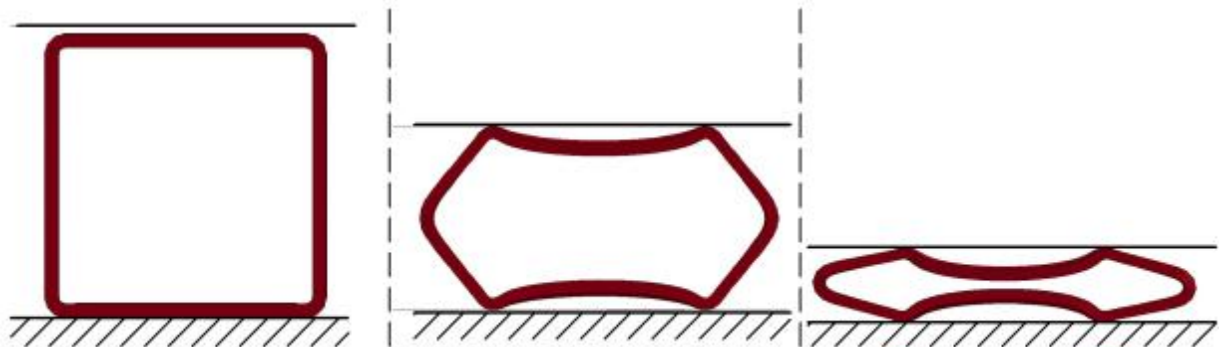


Рисунок 3.14 – Сопоставление форм пластических деформаций опыта 4

Диаграммы деформирования трубок опыта 4 показаны на рисунке 3.15.

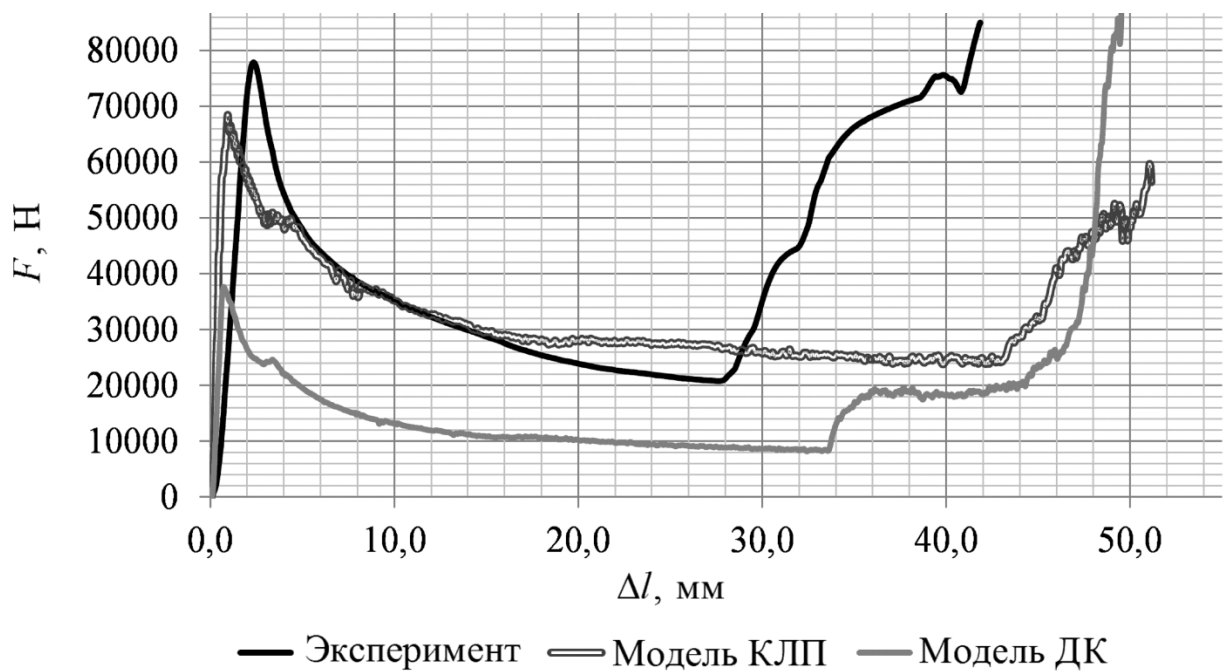
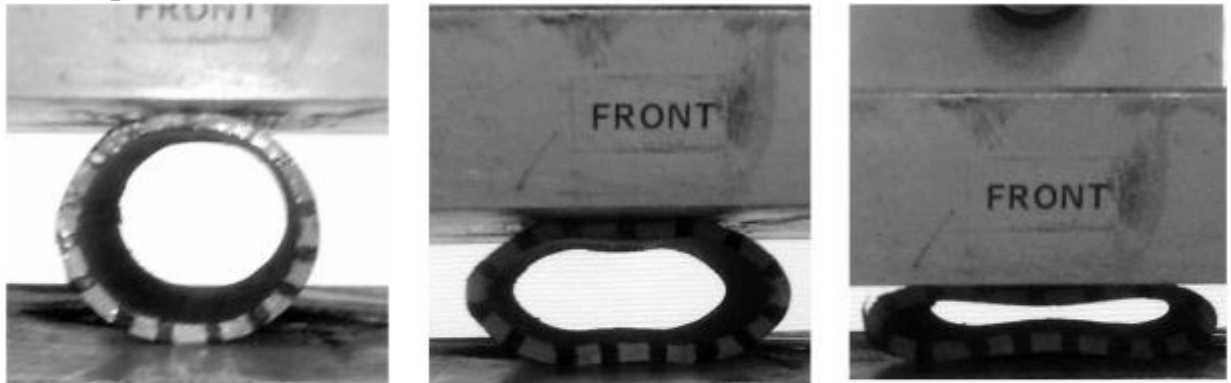


Рисунок 3.15 – Сопоставление диаграмм деформирования опыта 4

Несимметричное деформирование квадратных трубок также повлияло на форму кривой деформирования, поэтому для анализа участков диаграммы деформирования был ограничен величиной деформации в 28 мм, при которой данный фактор не оказывал существенного влияния. Установлено, что результаты модели Джонсона-Кука сильно отличаются от экспериментальных данных. В то же время, на анализируемом участке, кривая деформирования модели кусочно-линейной пластичности хорошо согласуется с данными эксперимента.

Формы пластических деформаций круглых трубок опыта 5 были идентичны и показаны на рисунке 3.16.

#### Эксперимент



#### Модель кусочно-линейной пластичности и модель Джонсона-Кука



Рисунок 3.16 – Сопоставление форм пластических деформаций опыта 5

На рисунке 3.17 представлены диаграммы деформирования, сформированные по данным эксперимента и результатам расчетов опыта 5. Хорошее согласие с экспериментальными данными получила диаграмма деформирования, рассчитанная при использовании модели кусочно-линейной пластичности (модель КЛП). При этом модель Джонсона-Кука (модель ДК), как и в случае с квадратной трубой, определила слишком заниженные силы деформирования.

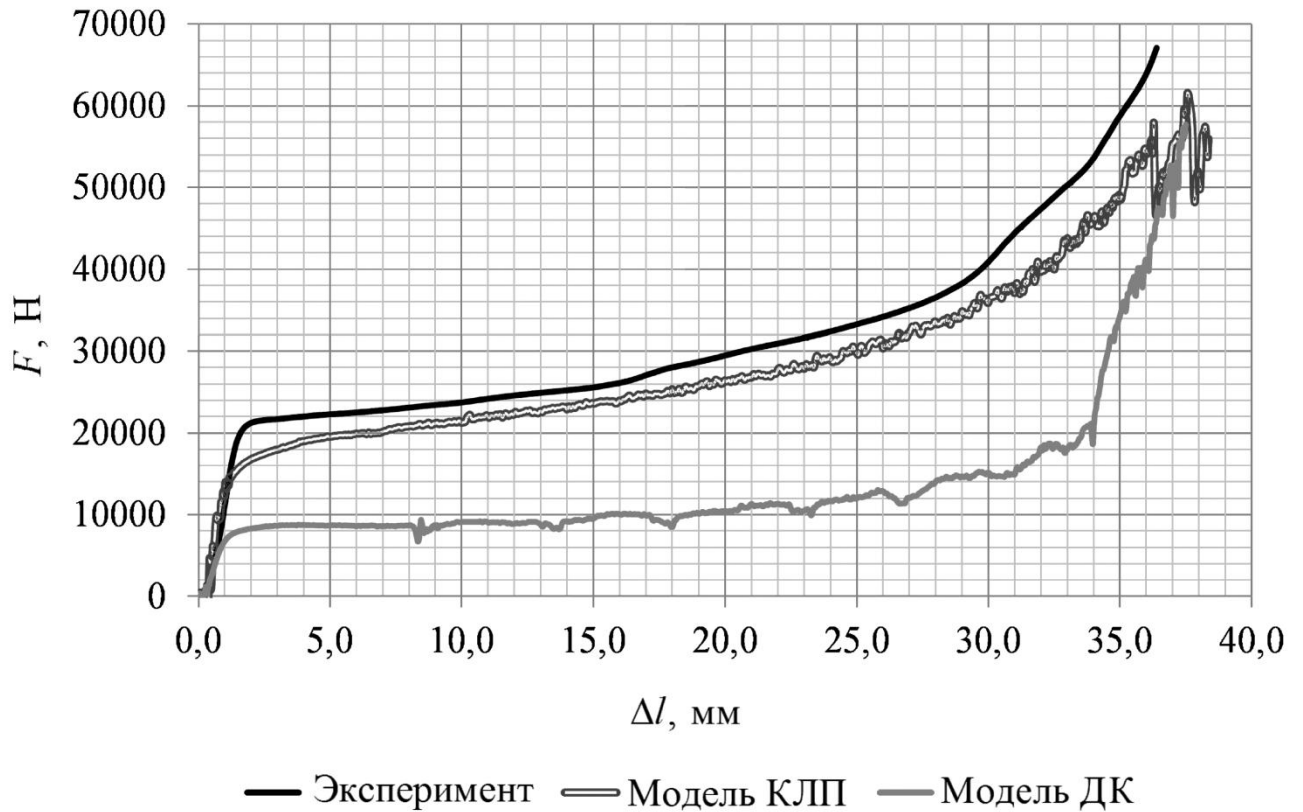


Рисунок 3.17 – Сопоставление диаграмм деформирования опыта 5

На основании полученных диаграмм были выявлены характеристики деформирования трубок: средняя сила деформирования и коэффициент силы деформирования. При анализе результатов дополнительно вводились следующие параметры:

– отклонение значения расчетной средней силы деформирования  $F_m^{\text{расч}}$  от экспериментального  $F_m^{\text{эксп}}$

$$F_m^{\text{откл}} = \left| 100 - \frac{F_m^{\text{расч}}}{F_m^{\text{эксп}}} \cdot 100 \right|; \quad (3.1)$$

– отклонение значения расчетного коэффициента силы деформирования  $C_F^{\text{расч}}$  от экспериментального значения  $C_F^{\text{эксп}}$

$$C_F^{\text{откл}} = \left| 100 - \frac{C_F^{\text{расч}}}{C_F^{\text{эксп}}} \cdot 100 \right|; \quad (3.2)$$

В таблице 3.2 представлен выбор модели материала. В зависимости от задачи эксперимента решающими при выборе модели материала были следующие параметры:

- отклонение средней силы деформирования  $F_m^{\text{откл}}$  в опытах 1, 4 и 5.
- отклонение коэффициента силы деформирования  $C_F^{\text{откл}}$  в опыте 2;
- соответствие характера деформирования в опыте 3.

Таблица 3.2 – Выбор модели материала

| Опыт | Источник данных | $F_p$ ,<br>кН | $F_m$ ,<br>кН | $F_m^{\text{откл}}$ ,<br>% | $C_F$ | $C_F^{\text{откл}}$ ,<br>% | Выбор модели |
|------|-----------------|---------------|---------------|----------------------------|-------|----------------------------|--------------|
| 1    | Эксперимент     | 54,5          | 28            | –                          | 0,52  | –                          | КЛП          |
|      | Модель КЛП      | 60            | 25            | 8,1                        | 0,43  | 16,5                       |              |
|      | Модель ДК       | 61            | 16            | 42,5                       | 0,27  | 48,7                       |              |
| 2    | Эксперимент     | 100           | 64            | –                          | 0,64  | –                          | КЛП          |
|      | Модель КЛП      | 90            | 50            | 21,8                       | 0,56  | 13,1                       |              |
|      | Модель ДК       | 82            | 31            | 51,7                       | 0,38  | 32,3                       |              |
| 3    | Эксперимент     | 50            | 32            | –                          | 0,64  | –                          | ДК           |
|      | Модель КЛП      | 51            | 38            | 19,2                       | 0,74  | 16,8                       |              |
|      | Модель ДК       | 39            | 30            | 6,8                        | 0,76  | 19,5                       |              |
| 4    | Эксперимент     | 77            | 31            | –                          | 0,41  | –                          | КЛП          |
|      | Модель КЛП      | 68            | 32            | 1,7                        | 0,47  | 15,1                       |              |
|      | Модель ДК       | 40            | 14            | 55,7                       | 0,35  | 14,8                       |              |
| 5    | Эксперимент     | 20            | 27            | –                          | 1,36  | –                          | КЛП          |
|      | Модель КЛП      | 17            | 26            | 5,8                        | 1,50  | 10,8                       |              |
|      | Модель ДК       | 8             | 12            | 56,0                       | 1,49  | 10,0                       |              |

Анализ результатов показал, что модель кусочно-линейной пластичности (модель КЛП) в четырех опытах из пяти показала лучшее соответствие результа-

тов расчета результатам опыта, чем модель Джонсона-Кука (модель ДК). Кроме того в опытах 1, 4 и 5, в которых рассматривалось полное деформирование трубок, отклонение средней силы деформирования от экспериментальных данных не превысило предельно допустимое значение, равное 10%. Поэтому в следующих исследованиях для моделирования изотропного упруго-пластичного материала будет применяться модель кусочно-линейной пластичности. Однако следует отметить, что модель Джонсона-Кука обеспечила точное моделирование глобальной пластической потери устойчивости, поэтому в некоторых случаях, например, когда длина устройства значительно превышает размеры его поперечного сечения, имеет смысл проводить дополнительное моделирование устройств поглощения энергии с применением данной модели материала.

### **3.3 Верификация модели устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» по данным разрушающих испытаний на стенде**

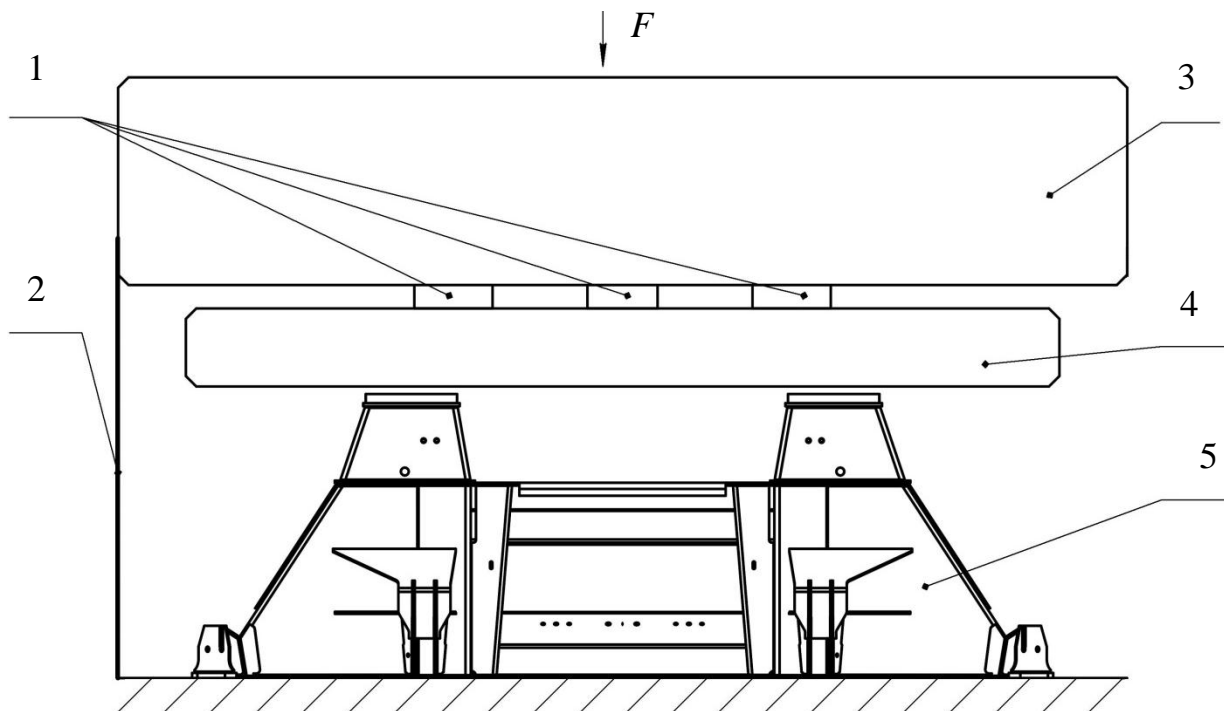
В диссертационном исследовании данные натурных испытаний с разрушением устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» применялись для верификации разработанной модели устройства поглощения энергии. Цель разрушающих испытаний заключалась в определении энергоемкости устройства поглощения энергии. Организация и обеспечение испытаний осуществлялась Испытательным центром технических средств железнодорожного транспорта Уральского государственного университета путей сообщения (ИЦ ТСЖТ УрГУПС) при участии автора в условиях завода ООО «Уральские локомотивы».

Натурные испытания производились за счет необратимого деформирования устройства поглощения энергии на испытательном стенде (гидравлическом прессе). Программа испытаний включала следующие этапы: визуальный осмотр устройства поглощения энергии; нанесение координатной сетки; установка средств измерений; нагружение устройства поглощения энергии; определение



энергоемкости устройства поглощения энергии по данным диаграммы деформирования.

Схема нагружения устройства поглощения энергии представлена на рисунке 3.18.



1 – датчики силы; 2 – датчик линейных перемещений; 3 – пресс;

4 – распределительная плита; 5 – устройство поглощения энергии

Рисунок 3.18 – Схема нагружения устройства поглощения энергии при испытаниях

Для определения энергоемкости устройства поглощения энергии на стенд монтировались датчики силы и датчик линейных перемещений. Нагрузка при проведении испытаний передавалась через распределительную плиту, установленную на передние элементы съемного устройства поглощения энергии. Скорость перемещения распределительной плиты в процессе испытания не превышала 10 мм/с.

Описание характеристик средств испытания и средств измерения представлено в таблице 3.3.

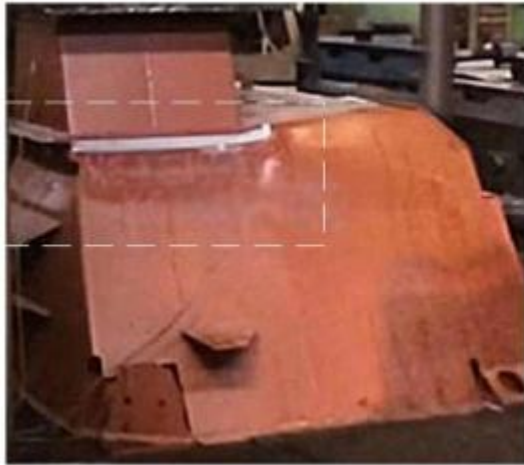
Таблица 3.3 – Характеристик средств испытания и средств измерения

| Наименование, тип средств испытаний  | Характеристика средств испытаний  |
|--|---|
| Скоростная цифровая видеокамера  | Скорость съемки 500 кадр/с  |
| Тензокомплекс:<br>Тензостанция Spider 8;<br>Тензорезисторы 1-LY41-1-10/120 | Количество каналов 8 шт; Класс точности 0,1; Частота оцифровки 9600 Гц; Количество усилителей 4; Напряжение возбуждения датчиков 2,5 В; Несущая частота 4800 Гц; температурный диапазон от -20 ° до +60°; Напряжение питания 15 В; Мощность 4 Вт.   |
| Гидравлический пресс 1200тс  | Номинальное усилие 1200 тс; Максимальная скорость подвижной траверсы 10 мм/сек; Наибольший ход траверсы 1200 мм; Количество рабочих цилиндров – 1 шт., диаметр плунжера Ø 900 мм; Наибольшее расстояние между верхней подштамповой плитой и столом 2100 мм; Размер стола 3200х6780 мм; Наибольший ход стола в одну сторону 4500 мм; Размер подштамповой плиты 1560х3000 мм. |

По результатам испытаний была определена энергоемкость устройства поглощения энергии, которая составила 2,54 МДж [76].

При верификации модели устройства поглощения энергии результаты компьютерного моделирования сопоставлялись с результатами испытаний. Сравнивался общий характер деформирования конструкции и энергоемкость устройства поглощения энергии. Для этого была разработана конечно-элементная модель, которая включала абсолютно твердую стенку и устройство поглощения энергии с применением модели кусочно-линейной пластичности. Симметрия конструкции устройства поглощения энергии позволила использовать только половину модели в исследовании, что сделало расчетную модель более экономичной. События деформирования натурального образца и модели представлены на рисунке 3.19.

Зона *b*



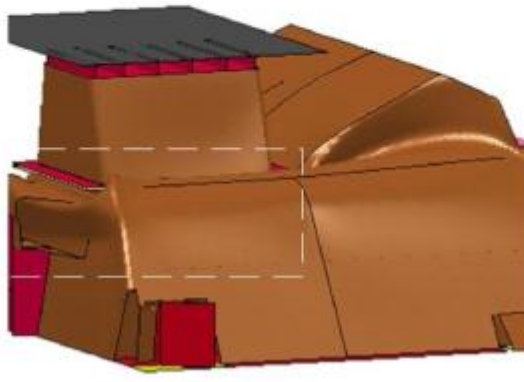
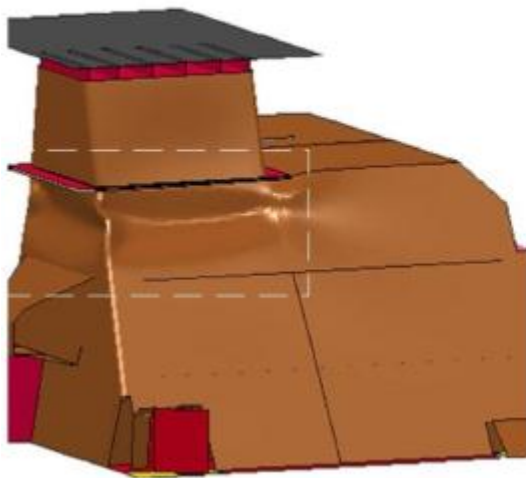
Зона *c*



Зона *a*



Натурный образец



Модель

Рисунок 3.19 – События необратимого деформирования натурального образца и модели

Расчет итоговой модели показал полное соответствие событий деформирования натурному образцу. Сначала деформированию подверглась зона *b* между торцевой стенкой опорного основания и первой диафрагмой, затем зона *c* – между первой и второй диафрагмой, и в конце зона *a* – фронтальный блок устройства поглощения энергии.

На рисунке 3.20 приведена расчетная диаграмма деформирования устройства поглощения энергии, на ней отмечены участки кривой, которые соответствуют каждой зоне деформирования. Определено, что на участках перехода от одной зоны к другой имеется скачок усилия. Это свидетельствует о том, что при пластическом деформировании неповрежденные зоны сохраняли свои упругие свойства.

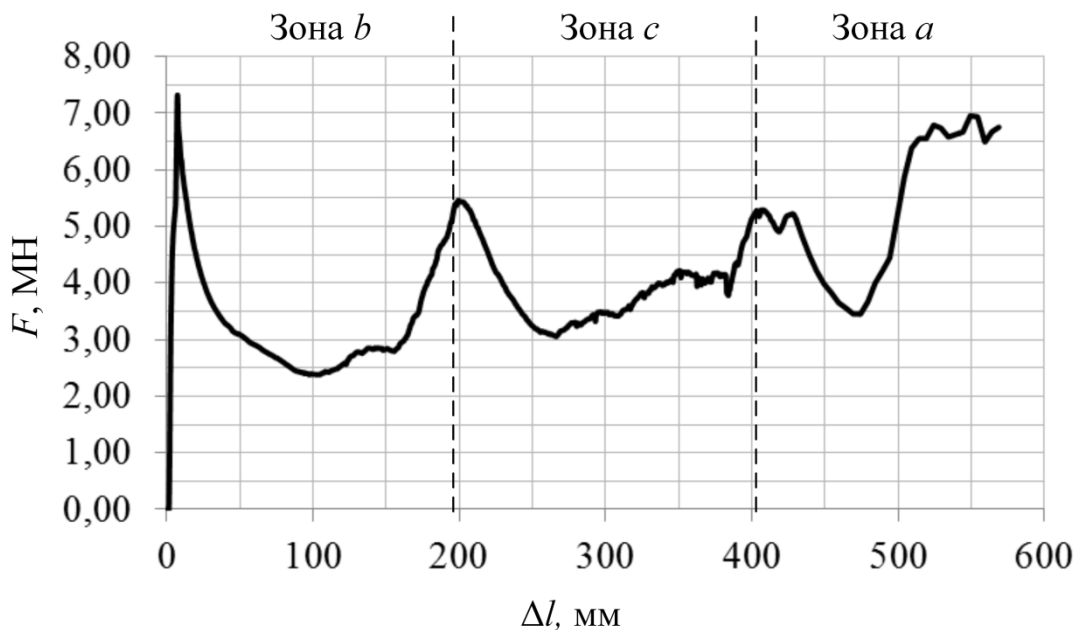


Рисунок 3.20 – Расчетная диаграмма деформирования

Энергоемкость устройства поглощения энергии, определенная по расчетной диаграмме деформирования при квазистатическом деформировании составила 2,33 МДж, что всего на 8,2% меньше результата испытаний, таким образом можно сделать вывод о достаточно хорошей адекватности разработанной модели и возможности ее использования в дальнейших исследованиях.

### 3.4 Выводы по разделу 3

1. Выявлено, что для модели кусочно-линейной пластичности отклонения значений средней силы деформирования от экспериментальных данных составляют: при осевом сжатии трубок 8,1%, при поперечном деформировании квадратной трубки 1,7%, при поперечном деформировании круглой трубки 5,8%. Данные показатели удовлетворяют требованиям ГОСТ 32410-2013 по верификации расчетной модели. В то же время модель Джонсона-Кука показала значительно худшие результаты, которые не соответствуют требованиям.

2. Модель Джонсона-Кука обеспечила точное моделирование глобальной пластической потери устойчивости трубки, в то время как модель кусочно-линейной пластичности не смогла смоделировать такое разрушение.

3. По результатам расчета силы срабатывания тонкостенных трубок с отверстиями установлено, что для модели кусочно-линейной пластичности отклонение значения расчетного коэффициента силы деформирования от экспериментального значения составляет 13,1%, а для модели Джонсона-Кука – 32,3%.

4. По итогам экспериментального исследования разрушения тонкостенных стальных трубок сделан выбор в пользу модели кусочно-линейной пластичности для дальнейшего моделирования тонкостенных металлических конструкций.

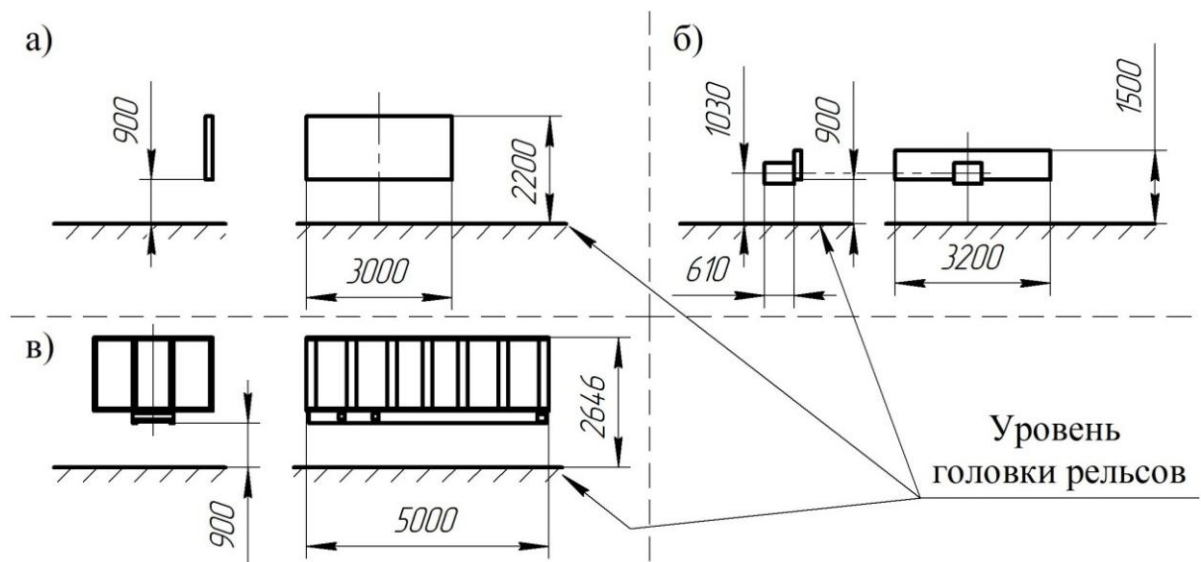
5. Произведена верификация модели устройства поглощения энергии электропоезда «Ласточка» по данным разрушающих испытаний на стенде. При проверке адекватности расчетной модели установлено полное соответствие характера деформирования модели и натурного образца. Расчетная энергоемкость устройства поглощения энергии при квазистатическом деформировании составила 2,33 МДж, что всего на 8,2% меньше энергоемкости, определенной по результатам испытаний. Данное отклонение расчетных и экспериментальных данных соответствует требованиям ГОСТ 32410-2013, что позволяет сделать вывод о хорошей адекватности разработанной модели устройства поглощения энергии.

## 4 РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВАРИЙНОЙ КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ПОГЛОЩЕНИЯ ЭНЕРГИИ

### 4.1 Оценка работоспособности типовой аварийной крэш-системы электропоезда «Ласточка»

Оценка работоспособности типовой аварийной крэш-системы электропоезда «Ласточка» производится с помощью разработанной модели аварийного столкновения электропоезда и учетом нормативных положений ГОСТ 32410-2013. В данном исследовании рассмотрены три варианта расчетных сценариев:

- сценарий 1 – столкновение с автомобилем (рисунок 4.1-а);
- сценарий 2 – столкновение с грузовым вагоном (рисунок 4.1-б);
- сценарий 3 – столкновения с деформируемым автомобилем (рисунок 4.1-в).



а) – автомобиль (по нормам); б) – грузовой вагон (по нормам);  
в) – деформируемый автомобиль

Рисунок 4.1 – Размеры препятствий для сценариев аварийного столкновения

При расчете использованы исходные данные аварийных столкновений, представленные в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные аварийных столкновений

| Наименование параметра   | Значение |
|--|----------|
| Масса состава с оборудованием, экипировкой и пассажирами (исходя из заполнения 50 % числа мест для сидения) $M_1$ , кг | 274475   |
| Масса пассажира, кг  | 70       |
| Скорость столкновения по первому и третьему сценариям $v$ , км/ч (м/с)   | 72 (20)  |
| Скорость столкновения по второму сценарию $v$ , км/ч (м/с)   | 36(10)   |
| Масса препятствия $M_2$ (по первому и третьему сценарию), кг   | 10 000   |
| Масса препятствия $M_2$ (по второму варианту сценария), кг   | 80 000   |

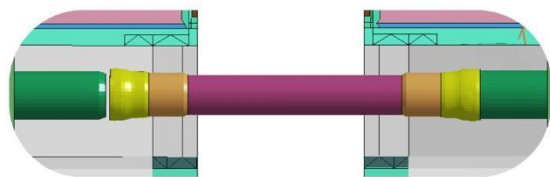
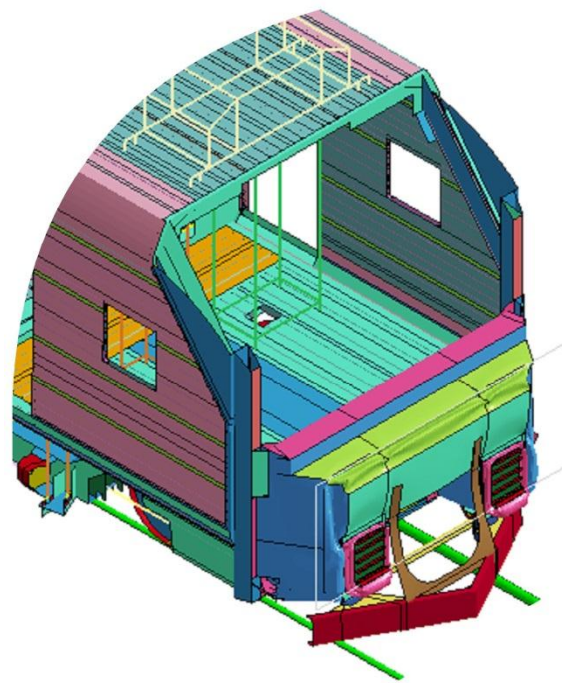
Моделирование производится до момента, когда скорость препятствия достигает скорости электропоезда вследствие контактного взаимодействия с головным вагоном. На рисунке 4.2 представлены необратимые деформации устройств поглощения энергии и крэш-элементов межвагонных сцепных устройств в соответствии со сценариями столкновений. Численное моделирование столкновения с деформируемым препятствием так же, как и реальное столкновение электропоезда «Ласточка» с автомобилем МАЗ, показало, что устройство поглощения энергии не сработало, а кузов автомобиля претерпел значительные разрушения.

Значения поглощенной кинетической энергии по сценариям столкновений приведены в таблице 4.2.

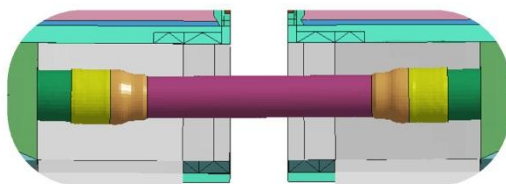
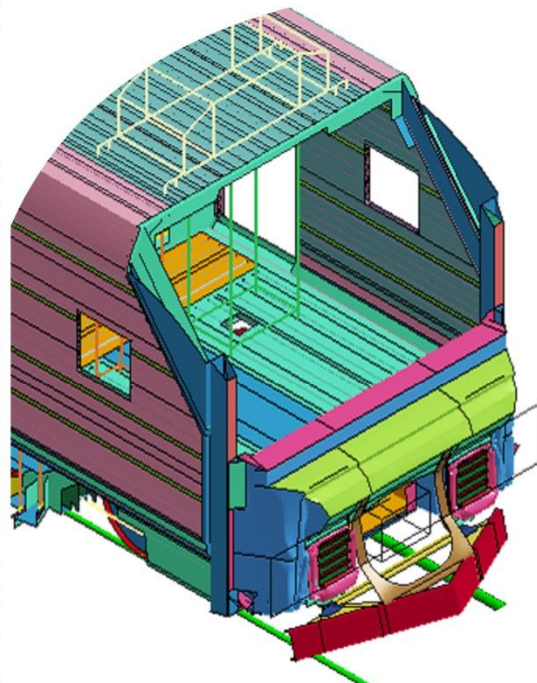
Таблица 4.2 – Значения поглощенной кинетической энергии столкновений

| Сценарий  | Устройство поглощения энергии, МДж | Крэш-элементы сцепного устройства, МДж | Суммарная энергия, МДж |
|---|------------------------------------|--|------------------------|
| 1   | 1,601                              | 0,064                                  | 1,664                  |
| 2   | 1,871                              | 0,422                                  | 2,293                  |
| 3   | 0,047                              | 0,006                                  | 0,053 (1,673)*         |
| * – в скобках указана поглощенная энергия столкновения за счет необратимой деформации препятствия |                                    |  |                        |

Сценарий 1:  
столкновение с  
автомобилем (по нормам)



Сценарий 2:  
столкновение с грузовым  
вагоном (по нормам)



Сценарий 3:  
столкновение с деформируемым  
автомобилем

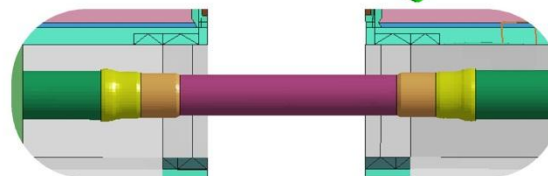
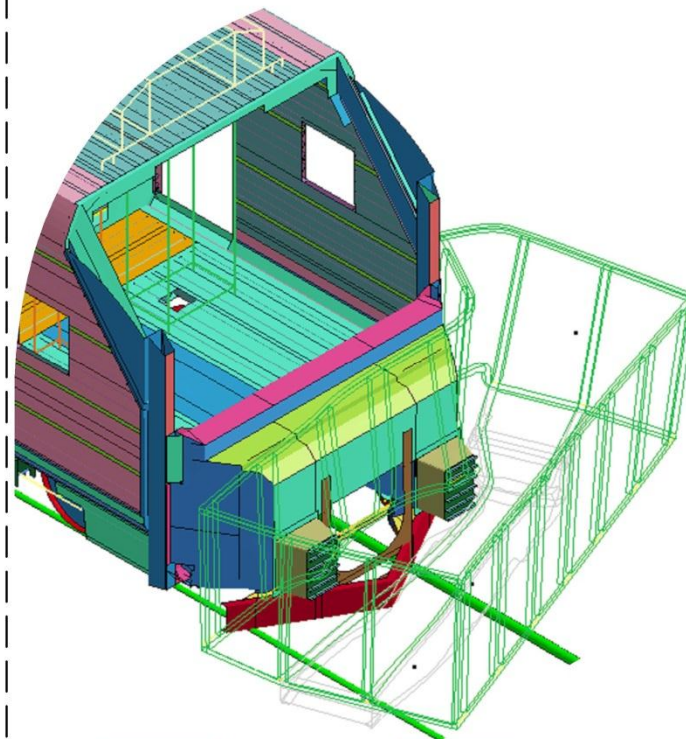


Рисунок 4.2 – Необратимые деформации фронтального устройства поглощения энергии и крэш-элементов сцепного устройства по сценариям столкновений



Результаты расчета показали, что суммарная энергия, поглощенная крэш-системой поезда, достигла наибольшего значения при столкновении с грузовым вагоном. В сценарии столкновения с деформируемым препятствием количество поглощенной энергии оказалось весьма незначительным, поскольку практически вся кинетическая энергия была поглощена кузовом автомобиля при разрушении.

Среднее значение продольного ускорения по ГОСТ 32410-2013 определяется как отношение изменения скорости единицы подвижного состава на расчетном интервале времени к величине данного интервала времени. Согласно нормам интервал времени определяют с момента превышения нуля суммой продольных сил, действующих на противоположные концы подвижного состава, до момента, когда данная сумма после достижения своего максимального значения уменьшится до 10% от максимального значения. На рисунке 4.3 представлен график изменения суммарных продольных сил с обозначением расчетного интервала времени  $\Delta t$  на примере второго расчетного сценария.

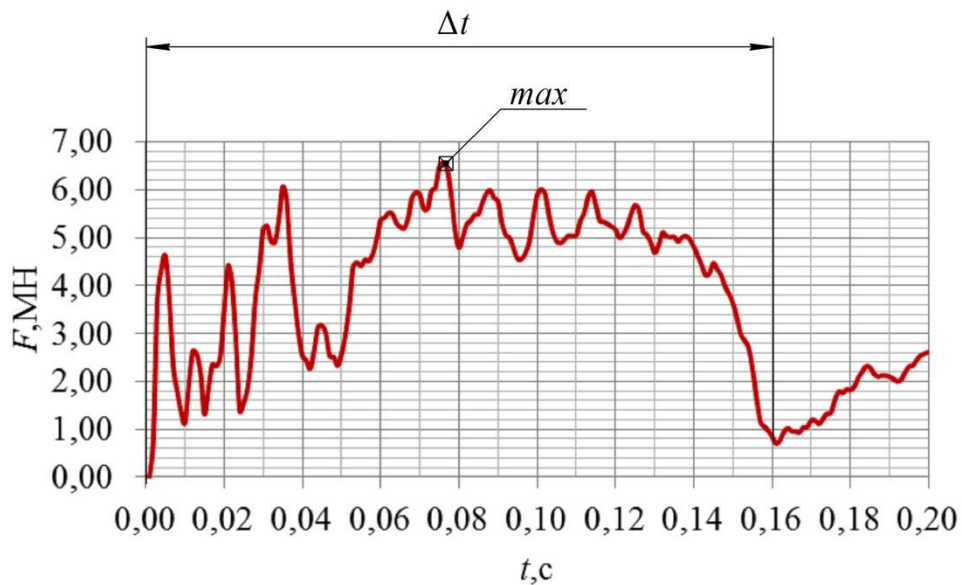


Рисунок 4.3 – График изменения суммарных продольных сил

Изменения скорости вагонов определяется в соответствии с указаниями норм в середине кузова на уровне пола. Графики скоростей с обозначением крайних границ интервалов расчетного времени приведены на рисунке 4.4.

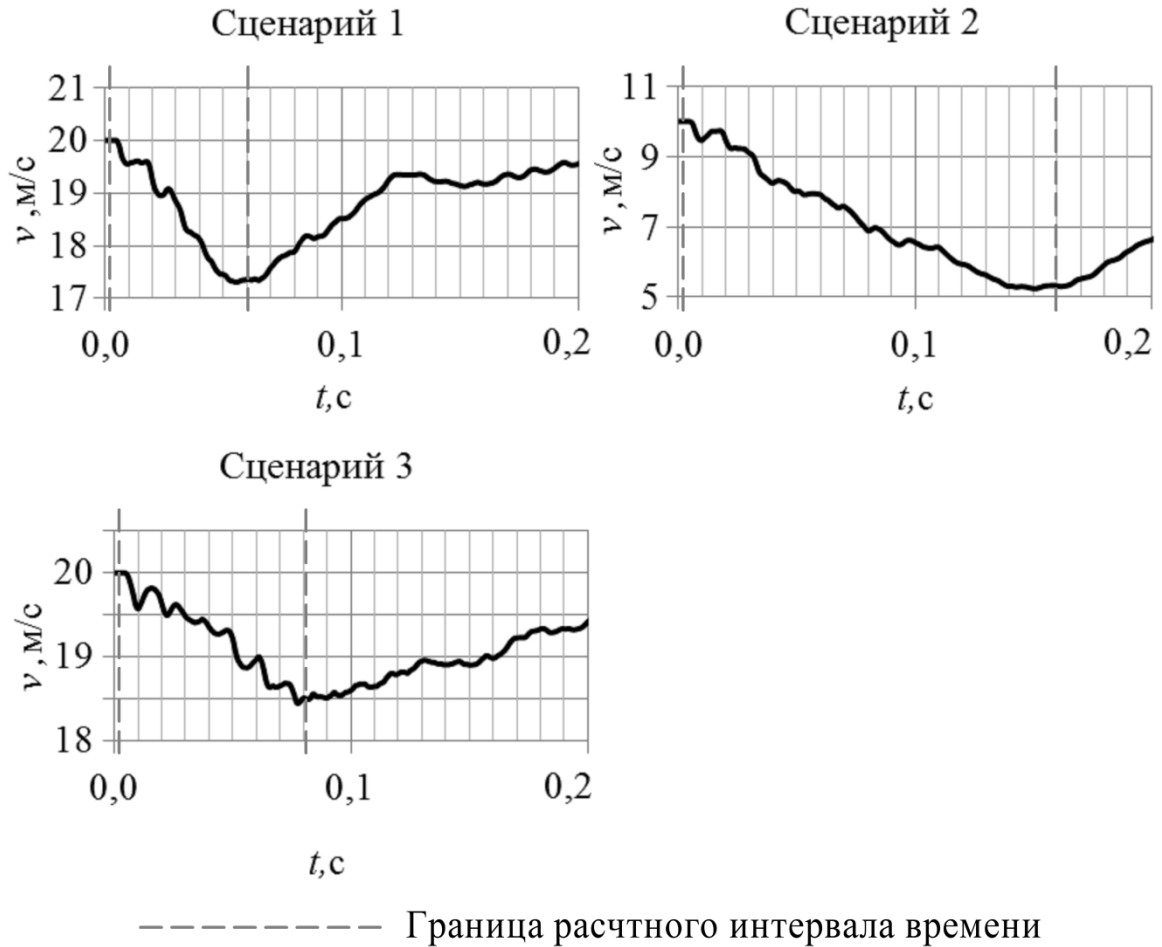


Рисунок 4.4 – Графики изменения скорости головного вагона в процессе столкновения

Результаты анализа продольных ускорений головного вагона представлены в таблице 4.3. Выявлено, что продольные ускорения внутри салона при исследуемых сценариях столкновений не превышают допустимые  $50 \text{ м/с}^2$ . Столкновение с абсолютно твердым автомобилем вызвало наибольшие ускорения внутри головного вагона. В то же время в случае столкновения с деформируемым автомобилем продольные ускорения оказались более чем в два раза ниже. Это связано с тем, что средняя сила деформирования препятствия ниже средней силы деформирования устройства поглощения энергии, в результате сила, которая передавалась от устройства на кузов вагона, была ниже и вызывала сравнительно невысокие ускорения вагонов.

Таблица 4.3 – Результаты анализа продольных ускорений головного вагона

| Сценарий | Интервал времени $\Delta t$ , с | Изменение скорости $\Delta v$ , м/с | Среднее ускорение $a$ , м/с <sup>2</sup> |
|----------|---------------------------------|-------------------------------------|--|
| 1        | 0,058                           | 2,70                                | 46,55                                    |
| 2        | 0,160                           | 4,76                                | 29,75                                    |
| 3        | 0,080                           | 1,50                                | 19,74                                    |

В соответствии с нормативными требованиями крэш-система не должна допускать появление остаточных деформаций кузова в продольном направлении более 50 мм на каждые 5 м длины кузова, а изменение линейных размеров по диагоналям оконных и дверных проемов – более 1% от исходных размеров. Для подтверждения данного требования произведен замер максимальных значений деформаций частей кузова головного вагона в процессе столкновений.

На рисунке 4.5 представлены проверяемые элементы, а в таблице 4.4 приводятся результаты замеров. Результаты замеров максимальных деформаций в первом прицепном вагоне не показаны, так как во всех сценариях столкновений они были невелики.

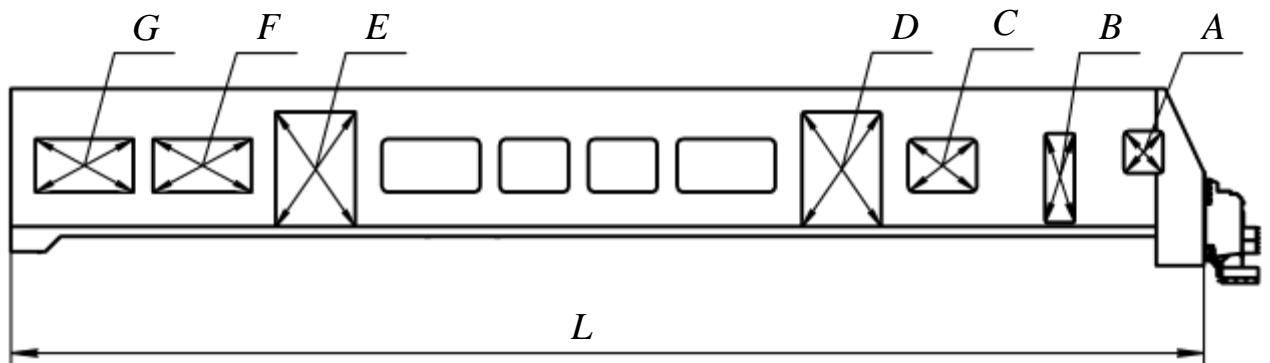


Рисунок 4.5 – Исследуемые линейные размеры кузова

Таблица 4.4 – Результаты замеров максимальных деформаций

| Размер   | Исходный размер, м | Отклонение размера*, мм |            |            | Относительное изменение размера, % |            |            |
|----------|--------------------|-------------------------|------------|------------|------------------------------------|------------|------------|
|          |                    | 1 сценарий              | 2 сценарий | 3 сценарий | 1 сценарий                         | 2 сценарий | 3 сценарий |
| <i>A</i> | 0,813              | 1,3                     | 2,2        | 0,8        | 0,16                               | 0,27       | 0,10       |
| <i>B</i> | 2,221              | 5,1                     | 13,0       | 4,9        | 0,23                               | 0,58       | 0,22       |
| <i>C</i> | 1,646              | 3,3                     | 5,7        | 2,2        | 0,20                               | 0,35       | 0,13       |
| <i>D</i> | 2,740              | 13,2                    | 12,6       | 4,8        | 0,48                               | 0,46       | 0,17       |
| <i>E</i> | 2,740              | 9,1                     | 17,0       | 6,5        | 0,33                               | 0,62       | 0,24       |
| <i>F</i> | 2,147              | 3,8                     | 11,7       | 3,4        | 0,18                               | 0,54       | 0,16       |
| <i>G</i> | 2,147              | 4,1                     | 9,5        | 3,6        | 0,19                               | 0,44       | 0,17       |
| <i>L</i> | 24,125             | 25,0                    | 34,6       | 15,0       | 0,10                               | 0,14       | 0,06       |

\* – Рассматривался размер диагонали с наибольшим отклонением от исходного размера

По результатам моделирования определено, что во всех сценариях столкновений несущая способность конструкции кузова головного вагона сохранялась, при этом полученные значения максимальных деформаций были незначительны и не превысили предельно допустимые значения, следовательно, требования к аварийной крэш-системе по максимальным деформациям выполняются.

На основании выполненного моделирования аварийного столкновения определено, что средние продольные ускорения и величины деформаций кузовов во всех сценариях столкновений не превысили предельно допустимых значений, из чего можно заключить, что аварийная крэш-система электропоезда «Ласточка» удовлетворяет требованиям ГОСТ 32410-2013.

Тем не менее, поскольку при реальном столкновении электропоезда «Ласточка» произошел сход первой тележки головного вагона, целесообразно провести анализ вертикальных перемещений колесных пар в процессе столкновения

для оценки риска схода тележек. На рисунке 4.6 представлено распределение вертикальных перемещений в конструкции электропоезда при столкновении с абсолютно твердым и деформируемым автомобилем. Выявлено, что при столкновениях по сценариям 1 и 2 колесные пары не имеют вертикальных смещений, а при столкновении с деформируемым препятствием колесные пары первой тележки головного вагона отрываются от рельсов на 7 мм. Контакт между колесными парами и рельсами прервался, что свидетельствует о повышенном риске схода данной тележки. Такой результат моделирования соответствует случаю реального столкновения электропоезда «Ласточка» с автомобилем МАЗ.

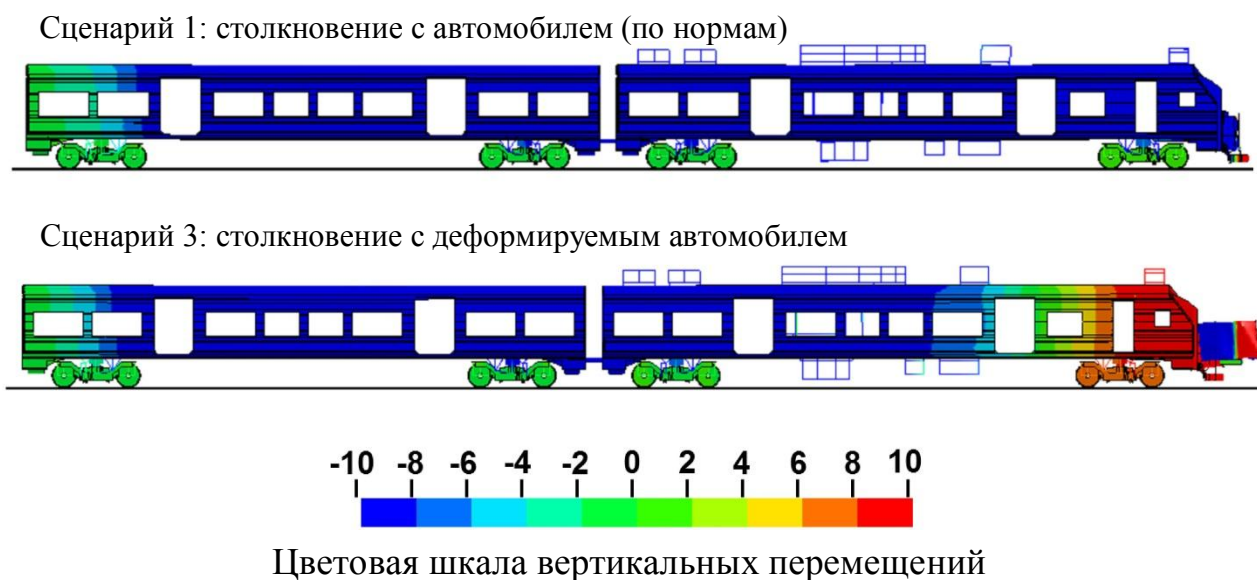


Рисунок 4.6 – Распределение вертикальных перемещений

Для выявления причин отрыва колесных пар от рельсов детально рассмотрено контактное взаимодействие устройства поглощения энергии с деформируемым препятствием, которое изображено на рисунке 4.7.

Выявлено, что формы пластических деформаций кузова автомобиля вызывают вертикальные смещения области контакта, направленные вверх. Тем временем конструкция устройства поглощения энергии в течение всего столкновения ведет себя как упругое тело, в результате вся вертикальная составляющая ударной нагрузки передается на кузов вагона, что приводит к смещению передней части кузова вагона и отрыву колесных пар от рельсов.

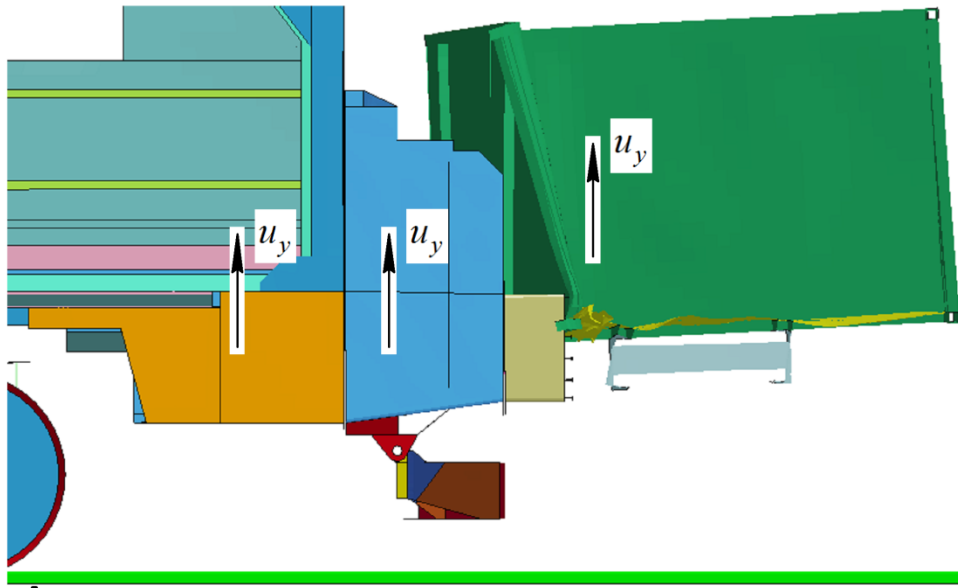


Рисунок 4.7 – Контактное взаимодействие устройства поглощения энергии с деформируемым препятствием

Снизить эффект такого явления возможно за счет уменьшения силы срабатывания устройства поглощения энергии. Предполагается, что в таком случае значительная часть вертикальной составляющей ударной нагрузки будет задействована на пластическое деформирование конструкции устройства и уменьшит влияние форм пластической деформации препятствия на вертикальное движение кузова вагона.

#### 4.2 Алгоритм совершенствования устройства поглощения энергии

Цель совершенствования устройства поглощения энергии заключается в разработке его модификации, которая имеет силу срабатывания достаточно низкую, чтобы при аварийном столкновении с деформируемым препятствием обеспечить собственное необратимое деформирование  $\Delta l_{\max}^M > 0$ . Для снижения силы срабатывания необходимо уменьшить локальную жесткость устройства, однако это приведет к снижению его энергоемкости и тем самым может негативно по-

влиять на работоспособность крэш-системы. Поэтому поставлены требования к модификации устройства поглощения энергии:

- энергоемкость модификации устройства поглощения энергии  $E_a^M$  должна быть не меньше энергоемкости типового устройства  $E_a^T$ ;

- в принятых сценариях столкновений продольные ускорения вагонов  $\vec{a}^M$ , которые ограничивает модификация устройства поглощения энергии, должны быть не выше, чем продольные ускорения вагонов  $\vec{a}^T$ , которые обеспечивает типовое устройство в аналогичных сценариях;

- в принятых сценариях столкновений величины деформаций кузовов  $\varepsilon_K^M$ , которые ограничивает модификация устройства поглощения энергии, должны быть не выше, чем деформации кузовов  $\varepsilon_K^T$ , которые обеспечивает типовое устройство в аналогичных сценариях;

Для того чтобы модификация устройства поглощения энергии имела энергоемкость не ниже типового, необходимо внедрить в устройство вспомогательные крэш-элементы, способные увеличить энергоемкость той части конструкции, которая не подвергается снижению локальной жесткости.

Значительные изменения внешних размеров и массы устройства приведут к необходимости изменения конструкции других узлов электропоезда, что является экономически нецелесообразным, поэтому к модификации устройства поглощения энергии установлены следующие требования:

- внешние размеры конструкции не должны подвергаться изменениям;
- масса модификации устройства поглощения энергии  $M^M$  не должна превышать 5% от массы типового устройства  $M^T$ .

Количественно оценить эффективность вспомогательных крэш-элементов в конструкции устройства поглощения энергии в данном случае удобно за счет определения характеристики удельной энергоемкости  $S_E$ , которая показывает, как изменяется масса устройства от добавленной энергоемкости.

Учитывая вышеизложенное, разработан алгоритм проведения мероприятий по совершенствованию устройства поглощения энергии, представленный на рисунке 4.8.

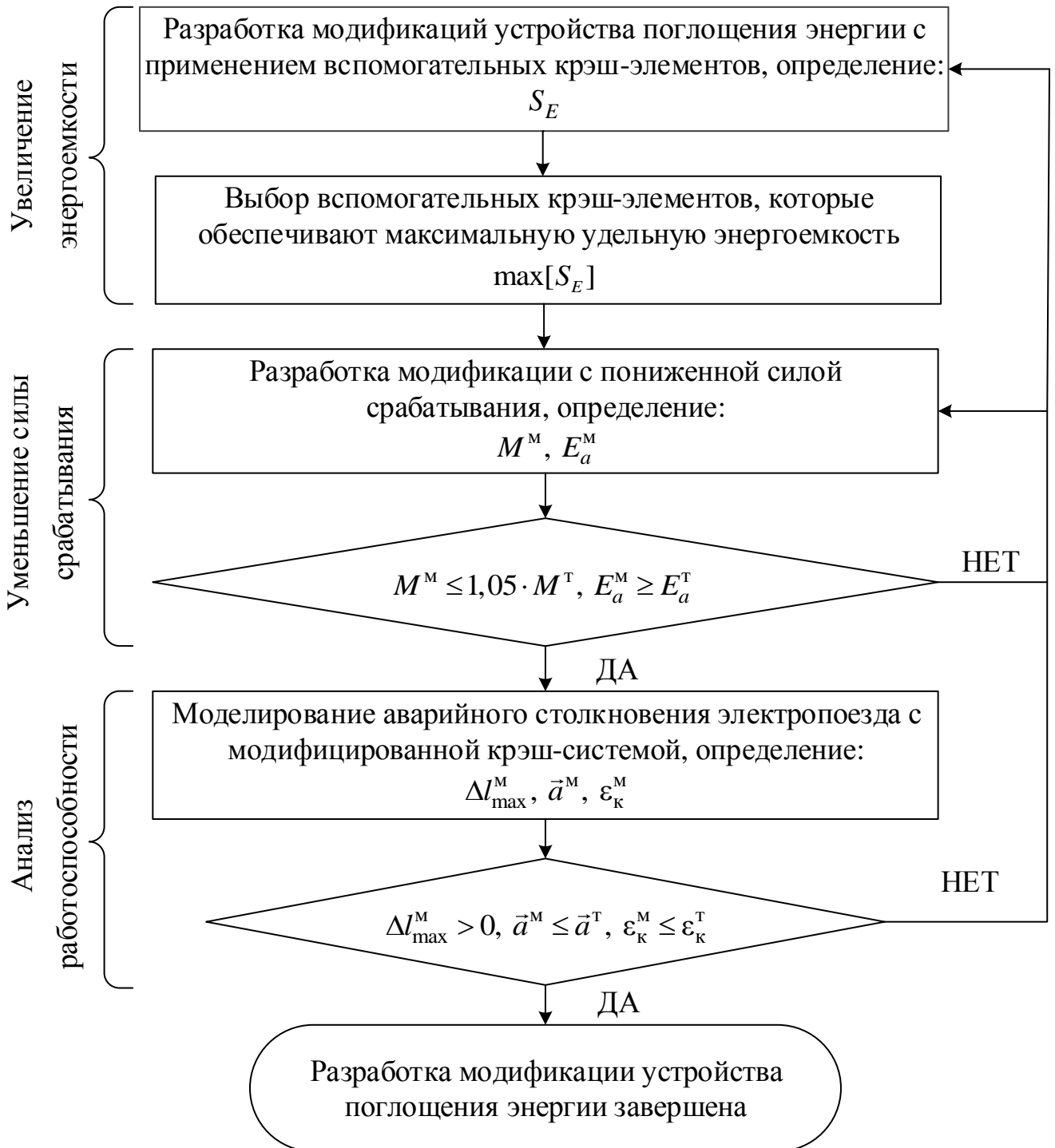


Рисунок 4.8 – Алгоритма совершенствования устройства поглощения энергии

В соответствии с разработанным алгоритмом на начальном этапе для увеличения энергоемкости устройства поглощения энергии разрабатывается ряд моди-



фикаций с использованием вспомогательных крэш-элементов. За счет численного моделирования определяется удельная энергоемкость этих модификаций и на этом основании производится выбор вспомогательных крэш-элементов, которые обеспечивают наибольшее увеличение удельной энергоемкости устройства.

На следующем этапе устройство поглощения энергии вновь подвергается изменениям, но уже с целью снижения силы срабатывания. В данном случае снижение силы срабатывания проводится поэтапно до момента, когда модификация устройства работает при сценарии столкновения с деформируемым препятствием. При этом накладываются условия на новое исполнение устройства, связанные с энергоемкостью, которая должна быть не ниже типового устройства и массой, которая не должна превышать 5% от массы типового устройства.

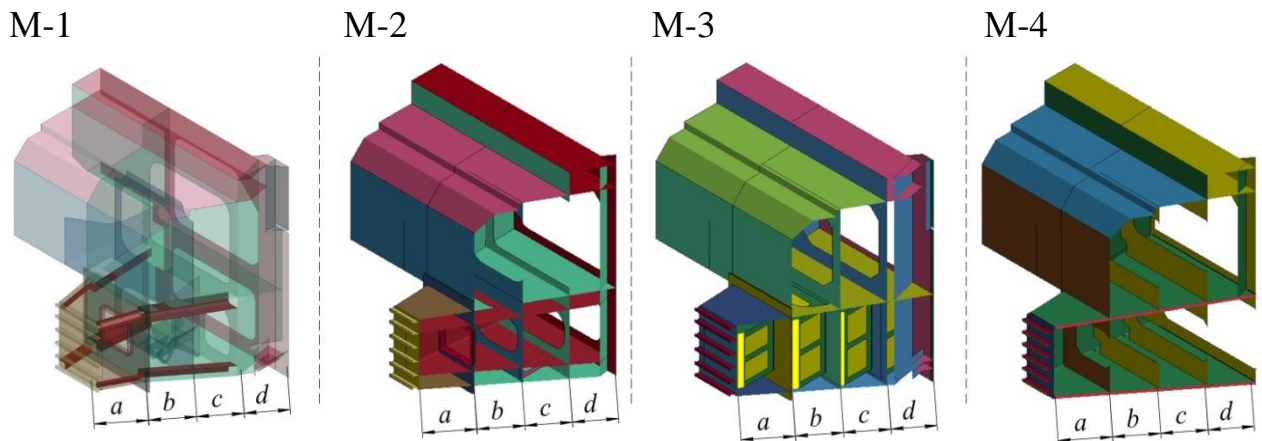
Последний этап подразумевает анализ работоспособности выбранной модификации устройства с использованием модели аварийного столкновения. При этом результат изменения конструкции устройства будет считаться положительным, если модификация устройства работает при аварийном столкновении с деформируемым препятствием и при этом не повлияет отрицательно на остальные функциональные характеристики крэш-системы (способность снижать ускорения вагонов и необратимые деформации кузовов).

### **4.3 Выбор и анализ технических решений по совершенствованию устройства поглощения энергии**

#### **4.3.1 Выбор вспомогательных крэш-элементов для увеличения энергоемкости устройства поглощения энергии**

В рамках задачи по увеличению энергоемкости устройств поглощения энергии разработаны модификации устройства с внедрением в типовую конструкцию следующих вспомогательных крэш-элементов: тонкостенных стальных компо-

ментов (два исполнения), сотовых структур и вспененного металла. Элементы были внедрены в устройство таким образом, чтобы внешние геометрические размеры устройства остались неизменными. На рисунке 4.9 представлены модификации устройства поглощения энергии, обозначенные как М-1, М-2, М-3 и М-4.



*a, b, c, d* – обозначение зон деформации

Рисунок 4.9 – Модификации устройства поглощения энергии

В устройстве М-1 внедрены стальные уголки толщиной 3 мм. Они крепятся неразъемным соединением к внутренним поверхностям смежных стенок зоны деформации устройства и тем самым образуют дополнительные четыре замкнутые ячейки в поперечном сечении конструкции.

В модификации устройства М-2 были использованы стальные оболочки с толщиной стенок 3 мм, грани которых параллельны противоположным граням зоны деформации. В каждую зону деформации устанавливались по одной секции оболочки, которые имели жесткое закрепление с диафрагмами устройства поглощения энергии и образовывали одну дополнительную ячейку.

В устройстве М-3 применены сотовые структуры из алюминия, которые устанавливаются в короб со стенками толщиной 2 мм. Предполагается, что короб болтовым соединением крепится к диафрагмам. В исследовании использовались соты с толщиной ячейки 0,06 мм и диаметром вписанной окружности 3,46 мм.

В устройстве М-4 подразумевается применение сэндвич панелей с пеноалюминием. Панель представляет собой два внешних стальных листа толщиной по 2 мм со средним слоем толщиной 16 мм из пеноалюминия с закрытой пористостью и плотностью  $0,5 \text{ г/см}^3$ .

С целью оценки эффективности рассматриваемых технических решений осуществлен сравнительный анализ характеристик поглощения энергии модифицированных и типовой конструкций устройств поглощения энергии. Характеристики поглощения энергии определялись за счет моделирования полного разрушения устройства от воздействия абсолютно твердой стенки, движущейся со скоростью 20 м/с. На рисунке 4.10 представлены деформации устройств поглощения энергии (УПЭ) в процессе ударного нагружения. По результатам моделирования построены диаграммы деформирования, представленные на рисунке 4.11.

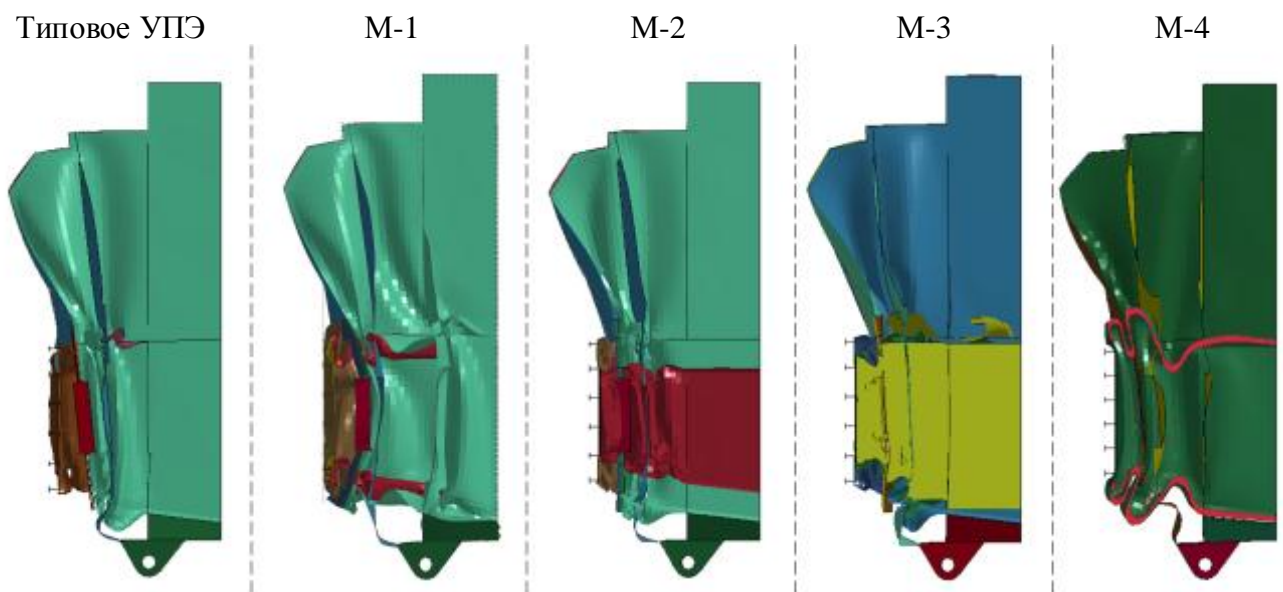


Рисунок 4.10 – Пластические деформации устройств поглощения энергии в процессе ударного нагружения

В отличие от квазистатического деформирования типового устройства поглощения энергии, которое производилось при натурных испытаниях, в процессе ударного нагружения деформация фронтального блока (зона *a*) происходила одновременно с зоной *b* опорной конструкцией устройства. Форма кривой диаграм-

мы деформирования типового устройства также изменилась. Высокая чувствительность стали к скорости деформации привела к увеличению энергоемкости устройства от 2,33 до 3,44 МДж. Аналогично происходило деформирование М-1, в то же время в модифицированных устройствах поглощения энергии М-2, М-3 и М-4 разрушение конструкции происходило последовательно, начиная с фронтального блока (зона *a*) до крайней зоны *d* опорной конструкции. Кривые деформирования модифицированных устройств М-2 и М-3 после срабатывания имеют по три резких скачка осевой силы, которые могут привести к увеличению продольных ускорений вагонов, либо вовсе остановить процесс поглощения энергии. Наряду с этим, кривые деформирования типового устройства, модификаций М-1 и М-3 характеризуются плавным изменением осевой силы деформирования, что, несомненно, является преимуществом данных исполнений устройства поглощения энергии, как это видно из рисунка 4.11.

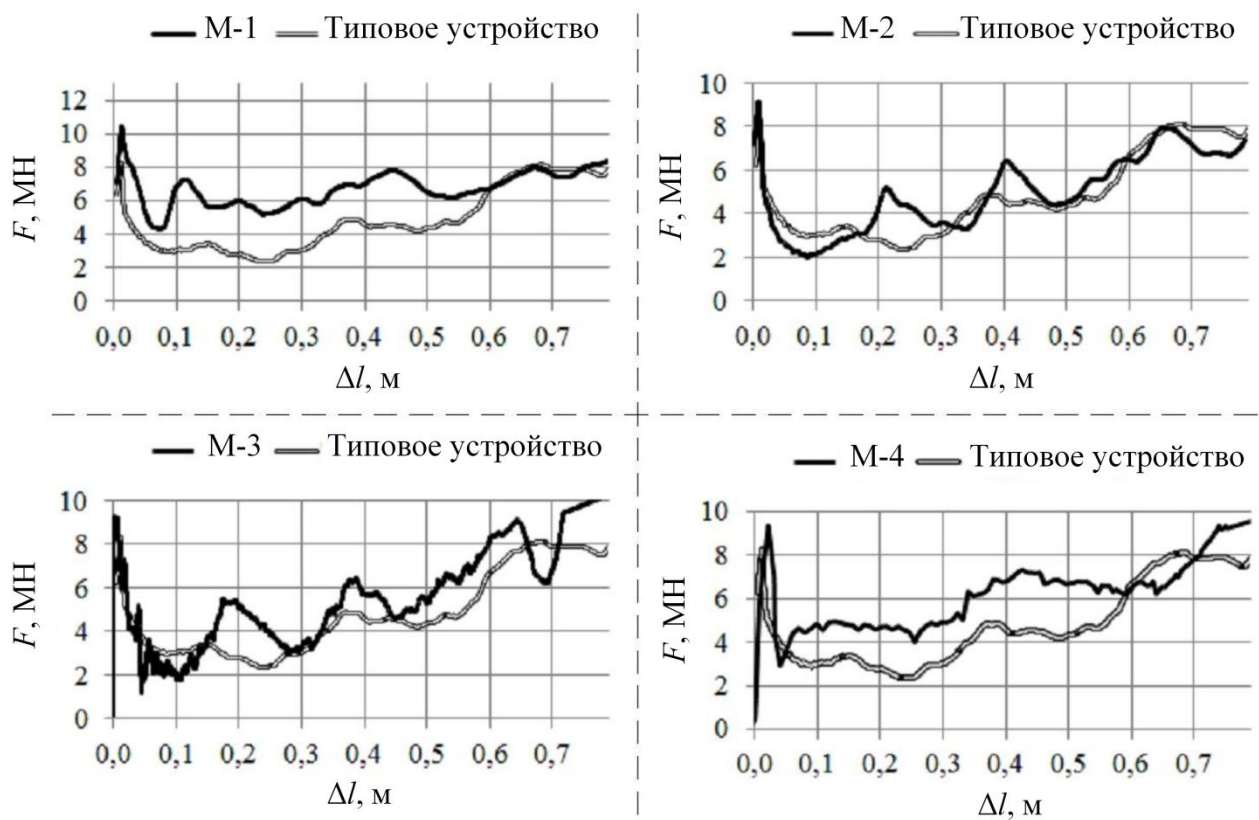


Рисунок 4.11 – Диаграммы деформирования

Используя данные диаграмм деформирования, были определены энергоёмкости каждого устройства поглощения энергии. Для оценки эффективности вспомогательных крэш-элементов использовались показатели удельной энергоёмкости  $S_E$ . Расчетные характеристики устройств поглощения энергии представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Сравнение характеристик устройств поглощения энергии

| Исполнение | Масса $M_a$ , кг | Энергоёмкость $E_a$ , МДж | Удельная энергоёмкость $S_E$ , кДж/кг | Увеличение удельной энергии относительно типовой конструкции, % |
|------------|------------------|---------------------------|---------------------------------------|---|
| Типовое    | 982              | 3,44                      | 3,50                                  | -   |
| М-1        | 1002             | 5,31                      | 5,30                                  | 51  |
| М-2        | 1034             | 3,90                      | 3,77                                  | 8   |
| М-3        | 1108             | 4,00                      | 3,61                                  | 3   |
| М-4        | 1020             | 4,34                      | 4,26                                  | 22  |

Применение сотовых структур в качестве вспомогательных крэш-элементов устройства поглощения энергии в данном случае оказалось наименее эффективным способом увеличения энергоёмкости: показатель  $S_E$  всего на 3% превысил значение типового устройства. В значительной степени это связано с существенным увеличением массы устройства, вызванным исключением вырезов в диафрагмах устройства, на которые опирались сотовые блоки. Низкий показатель удельной энергоёмкости имела модификация устройства со вспомогательной стальной оболочкой, в данном случае увеличение  $S_E$  составило 8%. Высокую удельную энергоёмкость  $S_E$  имело устройство с сэндвич панелями из вспененного алюминия: высокая энергоёмкость и сравнительно малая масса позволили увеличить данный показатель на 22 %.

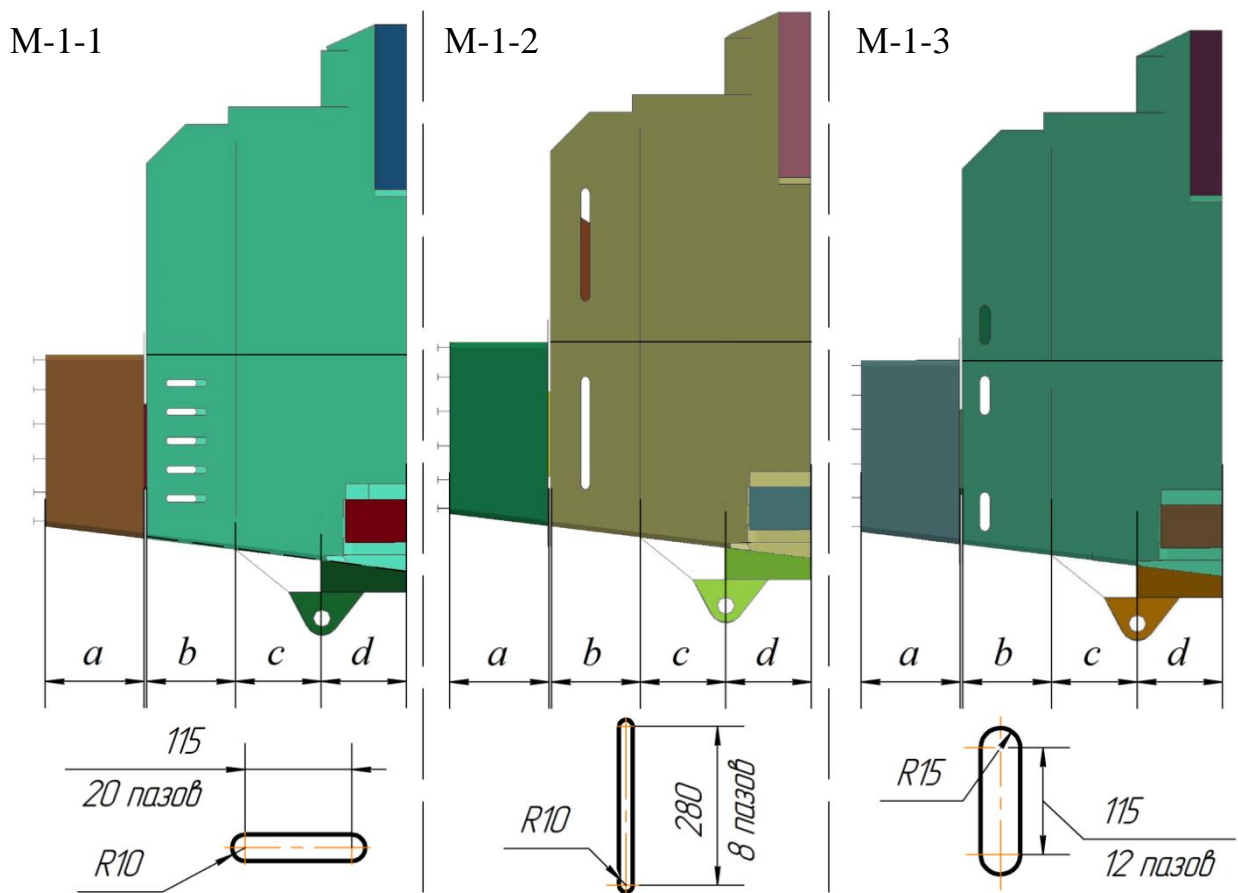
Наиболее эффективным подходом к увеличению удельной энергоёмкости  $S_E$  оказалось внедрение уголков в конструкцию устройства, это позволило увели-

чить данный показатель на 51%. Примечательно, что энергия, поглощенная крэш-элементами, составила всего 31% от уровня увеличенной энергоемкости, остальная же часть добавленной энергоемкости пришлась на основную конструкцию устройства поглощения энергии. Данный результат связан с тем, что уголки, внедренные жестким соединением к внутренним поверхностям смежных стенок зоны деформации, влияют на ее характер деформирования таким образом, что объем материала, подвергшегося локальной пластической деформации, увеличивается, вследствие этого возрастает количество поглощенной энергии. Таким образом, выбор уголков в качестве вспомогательных крэш-элементов для повышения энергоемкости устройства является наиболее целесообразным.

#### 4.3.2 Выбор технических решений по снижению силы срабатывания устройства поглощения энергии

Как уже было изложено в первом разделе настоящей работы для уменьшения силы срабатывания конструкцию устройства выполняют с уклоном граней относительно продольной оси, уменьшают толщину стенок отдельных частей конструкции, создают перфорации или выточки. Применительно к данному устройству поглощения энергии наиболее эффективный и простой способ снижения силы срабатывания заключается в уменьшении толщины стенок фронтального блока (см. рисунок 2.3 с обозначением частей устройства поглощения энергии «Ласточка»). На первой итерации разработанного алгоритма она была уменьшена с 6 мм до 5 мм. В результате этого сила срабатывания устройства поглощения энергии снизилась с 8,1 МН до 5 МН. Однако, уменьшив продольную жесткость блока, расчетные данные показывали резкий скачок осевой силы на участке перехода от зоны деформации *a* в зону *b*. Поэтому необходимо было также снизить локальную продольную жесткость зоны *b*. Данная зона относится к опорной конструкции устройства поглощения энергии, которая состоит из листового металла толщиной 5 мм. Уменьшать толщину стенок опорной конструкции в данном слу-

чае нельзя, так как это может повлиять на функциональность путеочистителя, который крепится к нему. Увеличивать уклон граней устройства относительно продольной оси также нельзя из-за принятых ограничений по внешним размерам устройства, а выполнять выточки в опорной конструкции невозможно, так как такое техническое решение применительно только к толстостенным конструкциям. Поэтому создание перфораций в зоне *b* было единственным решением проблемы. Для этого были проанализированы различные варианты исполнений устройства поглощения энергии (УПЭ) с перфорациями в этой части конструкции, некоторые из них представлены на рисунке 4.12 и обозначены как М-1-1, М-1-2 и М-1-3.



*a, b, c, d* – обозначение зон деформации

Рисунок 4.12 – Варианты исполнений УПЭ с перфорациями

Модификация устройства, обозначенная как М-1-1, имела 20 коротких горизонтальных пазов, расположенных только в зоне деформации на равном рас-

стоянии друг от друга. Вариант исполнения М-1-2 включал 8 длинных вертикальных пазов в зоне деформации и в зоне обеспечения устойчивости конструкции. Устройство М-1-3 имело 12 коротких вертикальных пазов; особенность данного исполнения заключалась в том, что перфорации спроектированы близко к ребрам, образованным горизонтальными и вертикальными стенками конструкции.

Эффективность данных конструктивных изменений анализировалась по расчетным данным диаграмм деформирования модификаций устройств поглощения энергии (УПЭ) на участке разрушения зон *a* и *b*, изображенных на рисунке 4.13.

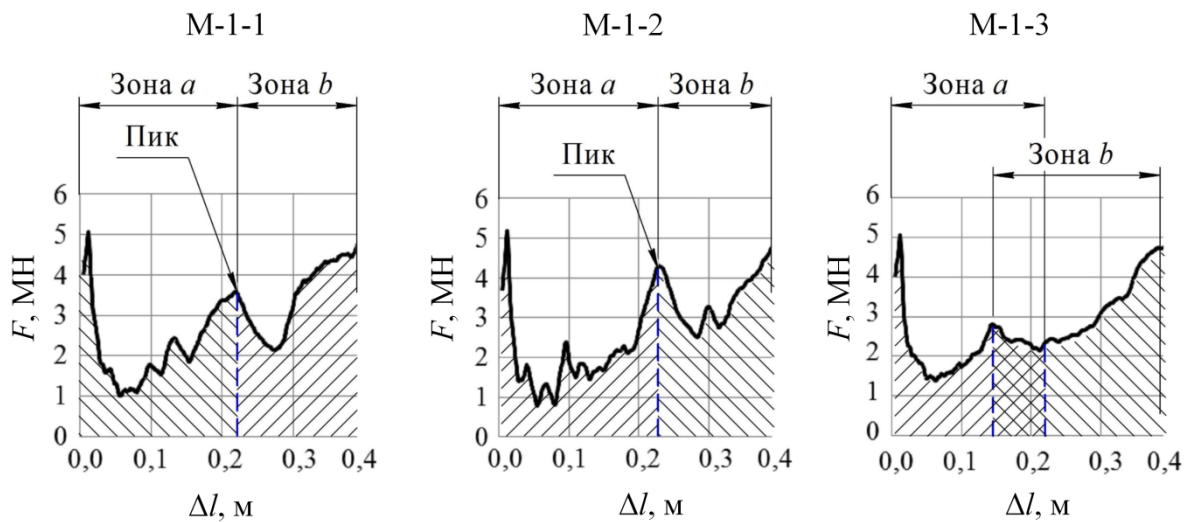


Рисунок 4.13 – Диаграммы деформирования модификаций УПЭ на участке разрушения зон *a* и *b*

Выявлено, что перфорации в исполнениях М-1-1 и М-1-2 не исключают скачка осевой силы деформирования при переходе от зоны *a* в зону *b*, при этом упругопластическое деформирование данных зон происходило строго последовательно. В то же время в модификации устройства М-1-3 пластическая деформация зоны *b* началась прежде, чем произошло полное деформирование зоны *a*, и на коротком промежутке эти зоны поглощали энергию одновременно. Такой характер пластического деформирования свидетельствует о том, что данное исполнение перфораций в конструкции устройства обеспечивает выравнивание продольной жесткости зон деформации *a* и *b* и тем самым предотвращает возникновение



стремительного увеличения осевой силы с последующим резким падением в области перехода от упругого деформирования к пластическому. Исходя из этого, в качестве модификации устройства поглощения энергии с пониженной энергоемкостью было выбрано исполнение М-1-3.

Для компенсации потерянной энергоемкости после уменьшения толщины стенок фронтального блока и внедрения перфораций, в зону *c* модификации устройства были внедрены крэш-элементы в виде уголков, выбранных на предыдущем этапе исследования. Они внедрялись только на половину длины зоны деформации, чтобы при разрушении обеспечить плавный переход от зоны *b* в зону *c*. Все изменения в конструкции устройства поглощения энергии с пониженной силой срабатывания представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Изменения в конструкции устройств поглощения энергии

| Номер изменения | Описание изменения                      | Цель изменения  | Вид изменений |
|-----------------|---|---|---------------|
| 1               | Уменьшение толщины стенок зоны <i>a</i> | Для снижения силы срабатывания устройства   |               |
| 2               | Создание перфораций в зоне <i>b</i>     | Для предотвращения скачков продольных усилий при деформировании области перехода от зоны <i>a</i> в зону <i>b</i> |               |
| 3               | Внедрение уголков в зону <i>c</i>       | Для увеличения энергоемкости модификации устройства до уровня энергоемкости типовой конструкции                   |               |

Определение параметров энергоемкости и силы срабатывания, контролируемых при проверке условий, поставленных для модификации устройства поглощения энергии, осуществлялось по диаграмме деформирования, представленной на рисунке 4.14.

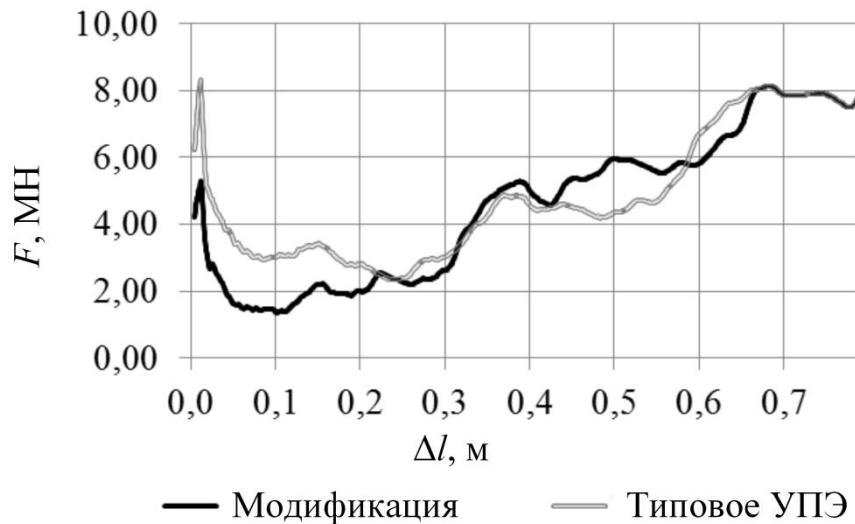


Рисунок 4.14 – Диаграмма деформирования модификации устройства поглощения энергии

В таблице 4.7 приведена оценка модификации устройства поглощения энергии (УПЭ) по поставленным условиям.

Таблица 4.7 – Оценка характеристик модификации устройства поглощения энергии

| Параметр   | Расчетное значение | Допустимое значение | Оценка результата |
|--|--------------------|---------------------|-------------------|
| Ограничение по массе<br>$M^M \leq 1,05 \cdot M^T$ , кг   | 983,0              | $\leq 1080,2$       | Условие выполнено |
| Ограничение по энергоемкости<br>$E_a^M \geq E_a^T$ , МДж | 3,47               | $\geq 3,44$         | Условие выполнено |

Параметры массы  $M^M$  и энергоемкости  $E_a^M$  разработанного устройства поглощения энергии соответствуют требованиям, предъявляемым к модификации устройства. Кроме того диаграмма деформирования устройства отличается плавностью изменения осевой силы деформирования, что также является преимуществом данной разработки.

#### 4.4 Оценка работоспособности аварийной крэш-системы с разработанной модификацией устройства поглощения энергии

Оценка работоспособности аварийной крэш-системы с разработанной модификацией устройства поглощения энергии проводится с использованием сценариев столкновений и исходных данных, описанных в подразделе 4.1. В соответствии с каждым сценарием столкновения необратимые деформации устройства поглощения энергии и крэш-элементов межвагонных сцепных устройств представлены на рисунке 4.15.

Результаты численного моделирования показали, что модификация устройства включается в процесс поглощения энергии при столкновении с деформируемым препятствием, при этом разрушению подверглись фронтальные блоки и зона деформации *b*.

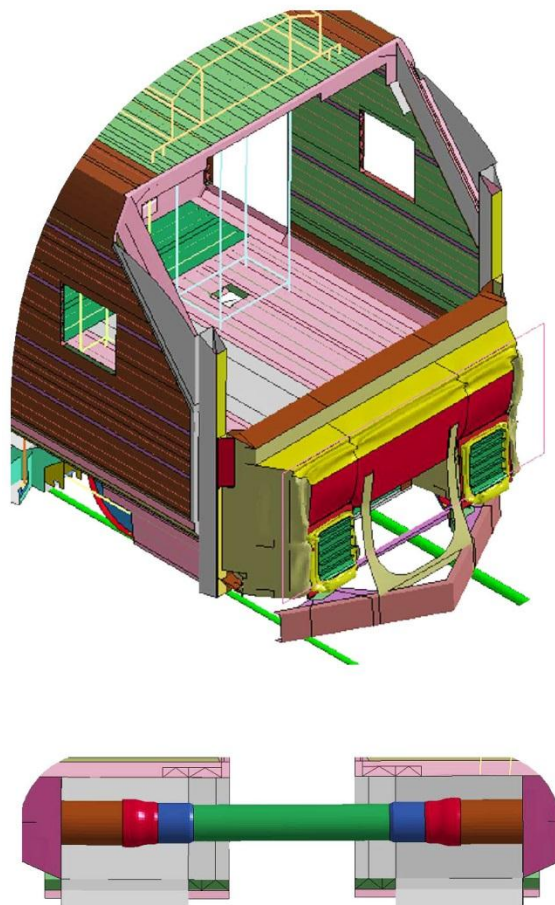
Значения поглощенной кинетической энергии аварийной крэш-системой с внедренной модификацией устройства поглощения энергии по каждому сценарию столкновения представлены в таблице 4.8. Также в этой таблице приведены показатели относительных изменений этих параметров в сравнении с крэш-системой, оборудованной типовым устройством поглощения энергии (УПЭ).

Таблица 4.8 – Значения поглощенной энергии по сценариям столкновения

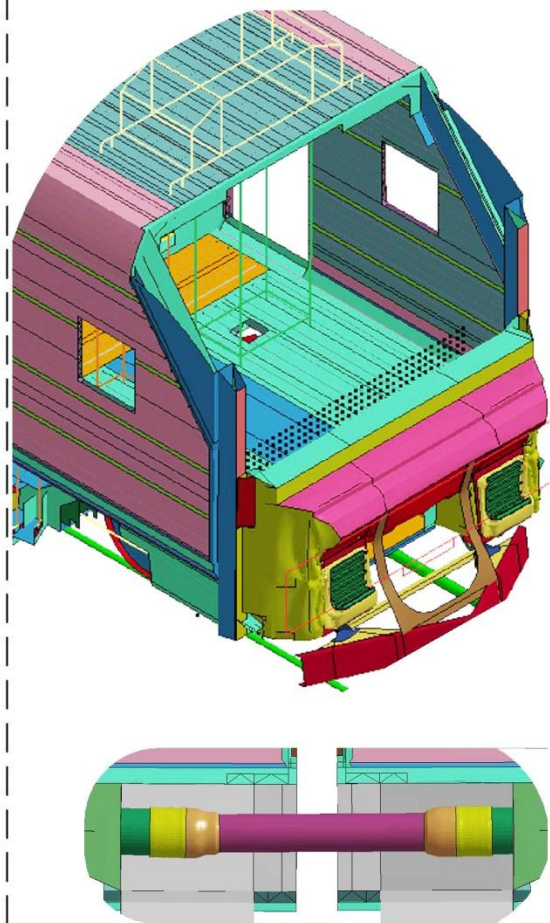
| Сценарий | УПЭ                     |              | Крэш-элементы сцепного устройства, МДж |              | Суммарная энергия, МДж  |              |
|----------|-------------------------|--------------|--|--------------|-------------------------|--------------|
|          | Расчетное значение, МДж | Изменение,%* | Расчетное значение, МДж                | Изменение,%* | Расчетное значение, МДж | Изменение,%* |
| 1        | 1,670                   | 4            | 0,058                                  | -9           | 1,728                   | 3            |
| 2        | 1,935                   | 3            | 0,409                                  | -3           | 2,344                   | 2            |
| 3        | 0,393                   | 736          | 0,004                                  | -33          | 0,433                   | 716          |

\* – Положительное значение означает увеличение количества поглощенной энергии, отрицательное значение – уменьшение

Сценарий 1:  
столкновение с  
автомобилем (по нормам)



Сценарий 2:  
столкновение с грузовым  
вагоном (по нормам)



Сценарий 3:  
столкновение с деформируемым  
автомобилем

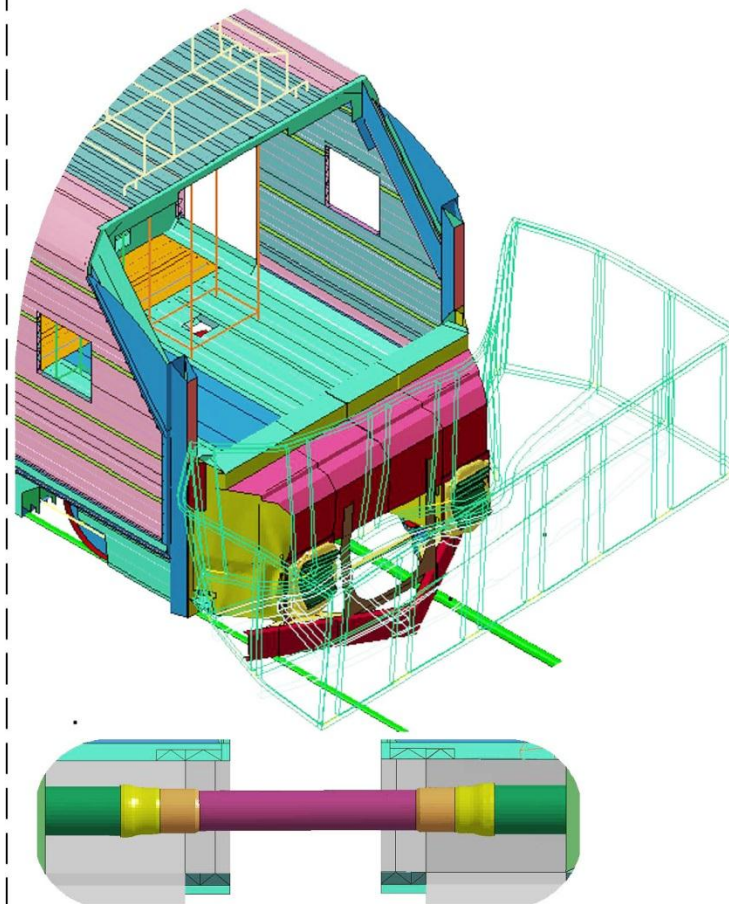


Рисунок 4.15 – Необратимые деформации модификации устройства поглощения энергии и крэш-элементов сцепного устройства по сценариям столкновений

Определено, что предлагаемая модификация устройства поглощает больше энергии во всех сценариях столкновений, чем типовое устройство. В то же время количество энергии, поглощенной крэш-элементами сцепных устройств в данном случае оказалось ниже, так как продольная нагрузка, передаваемая от головного вагона к первому прицепному вагону, стала ниже за счет большего поглощения энергии модификацией устройства.

В таблице 4.9 приведены продольные ускорения головного вагона, которые ограничивало типовое устройство поглощения энергии и его модификация, а также показаны относительные изменения этих ускорений.

Таблица 4.9 – Сравнение продольных ускорений головного вагона

| Сценарий   | Типовое устройство, м/с <sup>2</sup> | Модификация, м/с <sup>2</sup> | Изменение, %* |
|--|--------------------------------------|-------------------------------|---------------|
| 1  | 46,55                                | 43,75                         | -6,0          |
| 2  | 29,75                                | 29,52                         | -0,8          |
| 3  | 19,74                                | 17,00                         | -13,9         |
| * – Отрицательное значение означает снижение продольных ускорений вагона |                                      |                               |               |

Выявлено, что модификация устройства поглощения энергии ограничивает продольные ускорения вагонов по принятым сценариям столкновений лучше, чем типовое устройство поглощения энергии по соответствующим сценариям.

Сравнение величин деформаций элементов кузова головного вагона при использовании модификации устройства  $\varepsilon_k^M$  и деформаций кузова с использованием типового устройства  $\varepsilon_k^T$  дано в таблице 4.10. В качестве сравнительных параметров использованы размеры элементов кузова головного вагона, указанные на рисунке 4.5. Определено, что модификация устройства поглощения энергии ограничивает величины деформаций кузовов по принятым сценариям столкновений в большинстве случаев лучше, чем типовое устройство ограничивает аналогичные деформации кузовов по соответствующим сценариям.

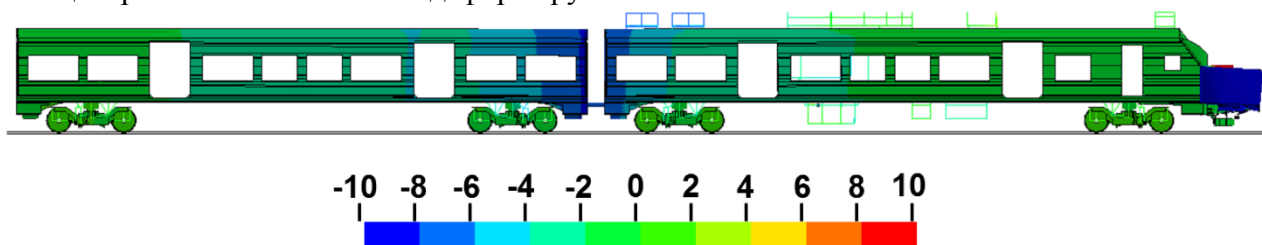
Таблица 4.10 – Сравнение величин деформаций элементов кузова

| Размер | Исходный размер, м | 1 сценарий         |                    |               | 2 сценарий         |                    |               | 3 сценарий         |                    |               |
|--------|--------------------|--------------------|--------------------|---------------|--------------------|--------------------|---------------|--------------------|--------------------|---------------|
|        |                    | $\epsilon_K^T, \%$ | $\epsilon_K^M, \%$ | Изменение, %* | $\epsilon_K^T, \%$ | $\epsilon_K^M, \%$ | Изменение, %* | $\epsilon_K^T, \%$ | $\epsilon_K^M, \%$ | Изменение, %* |
| A      | 0,813              | 0,16               | 0,11               | -31           | 0,27               | 0,17               | -37           | 0,10               | 0,07               | -30           |
| B      | 2,221              | 0,23               | 0,15               | -35           | 0,58               | 0,47               | -19           | 0,22               | 0,12               | -45           |
| C      | 1,646              | 0,20               | 0,11               | -45           | 0,35               | 0,24               | -31           | 0,13               | 0,10               | -23           |
| D      | 2,740              | 0,48               | 0,23               | -52           | 0,46               | 0,55               | 20            | 0,17               | 0,18               | 6             |
| E      | 2,740              | 0,33               | 0,21               | -36           | 0,62               | 0,45               | -27           | 0,24               | 0,16               | -33           |
| F      | 2,147              | 0,18               | 0,11               | -39           | 0,54               | 0,32               | -41           | 0,16               | 0,14               | -13           |
| G      | 2,147              | 0,19               | 0,12               | -37           | 0,44               | 0,33               | -25           | 0,17               | 0,11               | -35           |
| L      | 24,125             | 0,10               | 0,11               | 10            | 0,14               | 0,12               | -14           | 0,06               | 0,03               | -50           |

\* – Положительное значение означает увеличение деформаций кузова, отрицательное значение – уменьшение

Для проверки способности модификации устройства поглощения энергии снижать риск схода тележек в процессе столкновения с деформируемым автомобилем рассмотрено распределение вертикальных перемещений конструкции электропоезда, которые представлены на рисунке 4.16.

Сценарий 3: столкновение с деформируемым автомобилем



Цветовая шкала вертикальных перемещений

Рисунок 4.16 – Распределение вертикальных перемещений

Выявлено, что контакт между колесными парами и рельсами сохраняется в течение всего процесса аварийного столкновения. Следовательно, разработанная модификация устройства за счет восприятия вертикальных составляющих ударных нагрузок, возникающих вследствие специфики форм пластических деформаций кузова автомобиля, позволяет уменьшить риск схода тележек с рельсов.

Таким образом, на основании результатов моделирования, установлено, что предлагаемая модификация устройства поглощения энергии адаптивна к столкновению электропоезда с объектами сравнительно низкой жесткости, при этом не оказывает отрицательного влияния на остальные функциональные характеристики крэш-системы.

#### 4.5 Выводы по разделу 4

1. Проведен анализ работоспособности крэш-системы электропоезда «Ласточка» с использованием разработанной модели аварийного столкновения. На основании выполненного моделирования определено, что по нормативным сценариям столкновений с автомобилем и грузовым вагоном средние продольные ускорения головного вагона составили  $46,55 \text{ м/с}^2$  и  $29,75 \text{ м/с}^2$  соответственно; максимальная величина деформации кузова головного вагона составила 0,62%, эти показатели параметров аварийного столкновения не превысили предельно допустимых значений, что позволяет сделать вывод о том, что крэш-система электропоезда «Ласточка» удовлетворяет требованиям ГОСТ 32410-2013.

2. Проведено моделирование аварийного столкновения электропоезда «Ласточка» по дополнительному сценарию с деформируемым препятствием. Результаты расчета показали, что крэш-система не сработала, как и в случае реального столкновения электропоезда «Ласточка» с автомобилем МАЗ. В то же время основные показатели пассивной безопасности подвижного состава были ниже, чем по соответствующему нормативному сценарию – продольные ускорения головно-

го вагона составили  $19,74 \text{ м/с}^2$ , также ниже были необратимые деформации кузовов вагонов. Это вызвано тем, что значительное количество кинетической энергии было поглощено кузовом автомобиля при разрушении.

3. Проведен анализ вертикальных перемещений колесных пар в процессе столкновения для оценки риска схода тележек. Выявлено, что при столкновении электропоезда с деформируемым препятствием происходит отрыв колесных пар первой тележки от рельсов на расстояние 7 мм, что свидетельствует о повышенном риске схода этой тележки. Данный результат подтверждается случаем реального столкновения электропоезда «Ласточка» с автомобилем МАЗ, при котором произошел сход первой тележки.

4. Предложен алгоритм совершенствования устройства поглощения энергии с целью снижения риска схода тележек с рельсов при аварийном столкновении электропоезда: на начальном этапе производится выбор вспомогательных крэш-элементов для увеличения энергоемкости устройства поглощения энергии; далее производится выбор конструктивных предложений по снижению силы срабатывания устройства поглощения энергии; последний этап подразумевает анализ работоспособности измененной крэш-системы с использованием разработанной модели аварийного столкновения.

5. Для увеличения энергоемкости устройства поглощения энергии разработан ряд его модификаций с использованием вспомогательных крэш-элементов. Для оценки их эффективности модификации устройства сравнивались с типовой конструкцией по удельной энергоемкости. Результаты анализа показали, что увеличение удельной энергоемкости для тонкостенных стальных компонентов в виде уголков составляет 51%, стальных компонентов коробчатого типа – 8%, алюминиевых сотовых структур – 3% и сэндвич панелей с пеноалюминием – 22%. Установлено, что наиболее эффективными крэш-элементами для данного устройства являются тонкостенные стальные компоненты в виде уголков.

6. Для снижения силы срабатывания устройства поглощения энергии уменьшена толщина стенок фронтального блока с 6 на 5 мм (зона *a*), и внедрены



перфорации в зону деформации *b*. Это позволило уменьшить силу срабатывания на 3,1 МН. Для компенсации энергоемкости в зону с модификации устройства были внедрены крэш-элементы в виде уголков.

7. Проведено моделирование аварийного столкновения электропоезда «Ласточка» с применением модификации устройства поглощения энергии по сценариям столкновений, установленным ГОСТ 32410-2013, и дополнительному сценарию с деформируемым препятствием. Разработанная модификация устройства ограничивала продольные ускорения головного вагона до  $43,75 \text{ м/с}^2$  при столкновении с автомобилем (по нормам), до  $29,52 \text{ м/с}^2$  при столкновении с грузовым вагоном (по нормам) и до  $17,00 \text{ м/с}^2$  при столкновении с деформируемым автомобилем. Полученные показатели продольных ускорений оказались ниже, чем при использовании типовой конструкции устройства поглощения энергии. Необратимые деформации кузовов вагонов были также ниже, чем в случае применения типовой конструкции устройства.

8. Анализ вертикальных перемещений колесных пар в процессе столкновения электропоезда показал, что разработанное устройство поглощения энергии, адаптивное к столкновениям с препятствиями пониженной жесткости, обеспечило пониженный риск схода тележек за счет восприятия вертикальных составляющих ударных нагрузок, возникающих вследствие специфики форм пластических деформаций кузова автомобиля.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основе обзора исследований нагруженности вагонов при маневровых и аварийных соударениях и обзора нормативных требований к аварийным крэш-системам пассажирского подвижного состава установлено, что задача оценки работоспособности крэш-систем связана с определением ускорений и остаточных деформаций кузовов поезда и решается за счет использования метода конечных элементов с явной схемой интегрирования разрешающих уравнений.

2. Исходя из обзора характеристик и конструктивных параметров устройств поглощения энергии отмечено, что для разработки работоспособных крэш-систем необходимо уделять внимание следующим характеристикам: энергоемкости, силе срабатывания, стабильности силы деформирования.

3. Разработана методика исследования работоспособности крэш-системы электропоезда, которая базируется на нелинейном динамическом анализе объектов аварийного столкновения с использованием метода конечных элементов, что позволяет учитывать: нелинейные характеристики материалов, возможность значительного изменения конфигурации конструкций соударяющихся объектов и наличие контактного взаимодействия между ними.

4. Разработана уточненная модель аварийного столкновения электропоезда «Ласточка», в которой головной и первый прицепной вагон имеют подробное трехмерное представление с учетом динамических свойств тележек, а остальные вагоны рассматриваются как система из сосредоточенных масс, соединенных между собой упругими связями. Предложенная модель позволяет определить ускорения единиц подвижного состава, необратимые деформации кузовов вагонов и крэш-системы, оценить риск схода тележек.

5. На основе результатов экспериментов с разрушением стальных трубок идентифицирована модель кусочно-линейной пластичности, обеспечивающая более близкое к реальному процессу моделирование упругопластического деформирования материала, по сравнению с моделью Джонсона-Кука.

6. На основе результатов натуральных испытаний верифицирована модель устройства поглощения энергии: установлено полное соответствие характера деформирования модели и натурального образца, а расчетная энергоемкость устройства отличалась на 8,2% от энергоемкости, определенной по результатам испытаний.

7. Результаты численного моделирования показали, что расчетный сценарий столкновения с автомобилем по нормам задает более жесткие условия для выполнения требований к аварийной крэш-системе в сравнении со сценарием столкновения с деформируемым автомобилем: продольные ускорения головного вагона во втором случае оказались ниже на 36%. Тем не менее, при моделировании сценария с деформируемым препятствием устройство поглощения энергии не сработало и обнаружен высокий риск схода первой тележки, что соответствовало последствиям реального столкновения электропоезда «Ласточка» с автомобилем МАЗ.

8. Исследованы факторы, влияющие на риск схода тележек при аварийном столкновении с деформируемым препятствием. Выявлено, что формы пластических деформаций препятствия способствовали вертикальному смещению области контакта с устройством поглощения энергии. При этом в случае, когда устройство при столкновении не сработало, вся вертикальная составляющая ударной нагрузки передалась на кузов вагона и привела к смещению его передней части с отрывом колесных пар от рельсов на 7 мм. В то же время разработанное устройство, адаптивное к столкновениям с препятствиями сравнительно низкой жесткости, способствовало сохранению контакта между колесами и рельсами.

9. Предложен алгоритм совершенствования устройств поглощения энергии, который подразумевает выбор конструктивных элементов для увеличения энергоемкости устройства поглощения энергии и выбор технических решений для снижения силы срабатывания. Такой подход позволяет разработать модификацию устройства с массой и энергоемкостью эквивалентными аналогичным характеристикам типового устройства и силой срабатывания уменьшенной на 3,1 МН. В результате новое исполнение устройства поглощения энергии адаптивно

к столкновению с транспортным средством, имеющим конечную жесткость, сравнительно меньшую, чем у железнодорожного подвижного состава. При этом разработанные изменения не оказывают отрицательного влияния на остальные функциональные характеристики крэш-системы: после выполненных конструктивных модификаций перегрузки в вагоне уменьшились от 0,8 до 13,9%, в зависимости от сценария столкновения, а уровень деформаций кузова вагона также остался незначительным.

Перспективы дальнейшего развития данной темы могут быть связаны с разработкой методов оптимизации конструктивных параметров устройств поглощения энергии на базе разработанной методики исследования работоспособности крэш-систем.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Smith, R. A. Crashworthiness moves from art to science / R. A. Smith // *Railway Gazette International*. – 1995. – Т. 151. – № 4. – P. 227-230.
2. Технический регламент Таможенного союза О безопасности железнодорожного подвижного состава (ТР ТС 001/2011): [утв. решением комиссии Таможенного союза от 15.07.2011 г. № 710] [Электронный ресурс] // Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт). – 2011. – Режим доступа: <http://www.gost.ru/wps/portal/>.
3. Технический регламент Таможенного союза О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта (ТР ТС 002/2011): [утв. решением комиссии Таможенного союза от 15.07.2011 г. № 710] [Электронный ресурс] // Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт). – 2011. – Режим доступа: <http://www.gost.ru/wps/portal/>.
4. ГОСТ Р 55434-2013 Электропоезда. Общие технические требования – М. : Стандартинформ, 2014. – 61 с.
5. ГОСТ 32410-2013 Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля – М. : Стандартинформ, 2013. – 26 с.
6. Жуковский, Н. Е. Работа (усилие) русского сквозного и американского несквозного тягового прибора при трогании поезда с места и в начале его движения / Н. Е. Жуковский // *Бюллетень Экспериментального института путей сообщения*. – 1919. – №13. – С. 31-57.
7. Лазарян, В. А. О динамических усилиях в упряжных приборах поезда при немономтонном изменении силы тяги / В. А. Лазарян // *Тр. ДИИТа*. – 1948. – вып. 19. – С. 63-82.
8. Лазарян, В. А. Применение электрического моделирования к исследованию усилий в упряжных приборах поездов / В. А. Лазарян, Б. Д. Лапкин // *Техника железных дорог*. – 1951. – № 6. – С. 26-29

9. Блохин, Е. П. Динамика поезда / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.
10. Никольский, Л. Н. Фрикционные амортизаторы удара / Л. Н. Никольский. – М. : Машиностроение, 1964. – 167 с.
11. Никольский, Л. Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л. Н. Никольский, Б. Г. Кеглин. – М. : Машиностроение, 1986. – 144 с.
12. Болдырев, А. П. Научные основы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 / Алексей Петрович Болдырев. – СПб, 2006. – 40 с.
13. Петров, Г.И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 / Геннадий Иванович Петров. – М., 2000. – 48 с.
14. Блохин, Е. П. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах : Учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин и др. – М. : Транспорт, 1989. – 230 с.
15. Соколов, М. М. Динамическая нагруженность вагона / Н. Н. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М. : Транспорт, 1981. – 207 с.
16. Котуранов, В. Н. Нагруженность элементов конструкции вагона / В. Н. Котуранов, В. Д. Хусидов, П. А. Устич, А. И. Быков. – М. : Транспорт, 1991. – 238 с.
17. Хусидов, В. Д. Исследование динамики ходовых частей и упругих вибраций грузовых вагонов методами цифрового моделирования : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 / Хусидов Владимир Давидович. – М., 1980. – 50 с.
18. Павлюков, А. Э. Нагруженность торцевой стены полувагона при маневровых соударениях : автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Павлюков Александр Эдуардович. – Омск, 1992. – 24 с.
19. Смольянинов, А. В. Нагруженность и методы расчета защиты при аварийных ситуациях котлов цистерны для опасных грузов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 / Смольянинов Александр Васильевич. – М., 1991. – 42 с.

20. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М. : Стройиздат, 1982. – 520 с.

21. Беспалько, С. В. Разработка и анализ моделей повреждающих воздействий на котлы цистерн для перевозки криогенных продуктов : автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / Беспалько Сергей Валерьевич. – М., 2000. – 36 с.

22. Анализ динамики высокоскоростного электропоезда «Сокол» в обоснование рационального выбора параметров его ходовой части и межвагонных соединений, требований безопасности пассажиров и экипажа при аварийных столкновениях : Отчет о НИР / Кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», ПГУПС; рук. Бороненко Ю.П. – 1996. – 150 с.

23. Битюцкий, А. А. Создание конструкций жертвенных элементов скоростного электропоезда «Сокол» / А. А. Битюцкий, М. В. Зверев, А. Н. Смирнов // Повышение надежности и совершенствование методов ремонта подвижного состава : сб. науч. тр. – 2001. – С. 25-28.

24. Бороненко, Ю. П. Компьютерное моделирование аварийного соударения скоростного электропоезда «Сокол» / Ю. П. Бороненко, А.М. Орлова, М.В. Зверев // Повышение надежности и совершенствование ремонта подвижного состава : сб. науч. тр. – 2001. – С.32-35.

25. Зверев, М. В. Выбор параметров конструкционных амортизаторов аварийных продольных соударений скоростных поездов : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Зверев Михаил Владимирович – СПб. , 2001. – 143 с.

26. Азарченков, А. А. Разработка методики оценки аварийной нагруженности пассажирских вагонов при продольных соударениях : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Азарченков Андрей Анатольевич. – Брянск, 2005. – 114 с.

27. Шорохов, С. Г. Обоснование конструктивных решений системы пассивной безопасности пассажирских вагонов : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Шорохов Сергей Геннадьевич – Брянск, 2014. – 147 с.

28. Расин, Д. Ю. Безопасность эксплуатации кузовов пассажирских вагонов при нормативных продольных соударениях: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Расин Дмитрий Юрьевич – Брянск, 2010. – 114 с.

29. Кобищанов, В. В. Разработка конструктивных мер повышения пассивной безопасности отечественных пассажирских вагонов / В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин, Д. Ю. Расин, С. Г. Шорохов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – № 4(40). – С. 27-32.

30. Рыбников, Е. К. Устройства безопасности головных вагонов [Электронный ресурс] / Е. К. Рыбников, А. И. Алферов // Материалы Российской 143 конференции пользователей систем MSC. – 2001. – Режим доступа: [http://www.mssoftware.ru/document/conf/Moscow\\_conf/conf\\_2001/МИИТ\\_1.pdf](http://www.mssoftware.ru/document/conf/Moscow_conf/conf_2001/МИИТ_1.pdf).

31. Журавлев, Н. М. Пассивная защита кузовов электроподвижного состава при аварийных ситуациях : дисс. ... канд. тех. наук : 05.22.07 / Журавлев Николай Михайлович – М. : МИИТ, 2006. – 231 с.

32. 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. Ф. Демешко // Вісник Дніпропетровського університету. Серія: Механіка. – 2007. – Т. 2. – Вип. 11. – С. 19-28.

33. Соболевская, М. Б. Нелинейный динамический анализ деформирования металлических конструкций защиты железнодорожных экипажей при аварийных столкновениях / М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, Ю. А. Клык // Збірник наукових праць Українського науково-дослідного та проектного інституту сталевих конструкцій імені В.М. Шимановського. – 2009. – № 3. – С. 221-231.

34. 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.



35. 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.

36. Науменко, Н. Е. Оценка влияния работы устройств системы пассивной безопасности пассажирского локомотива на его динамическую нагруженность при аварийном столкновении с препятствием на железной дороге / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – 2013. – Вип. 1 (43). – С. 154-161.

37. Jang, H. J. A Study on Crashworthiness Assessment and Improvement of Tilting Train made of Sandwich Composites / H. J. Jang, K. B. Shin, S. H. Han // World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering. – 2012. – Т. 6. – № 2. – P. 402-406.

38. Kim, S. R. Crashworthiness evaluation of the Korean high speed train using a virtual testing model / S. R. Kim, T. S. Kwon, J. S. Koo // International Journal of Modern Physics B. – 2008. – Т. 22. – №. 09n11. – P. 1383-1390.

39. Koo, J. S. A method to predict the derailment of rolling stock due to collision using a theoretical wheelset derailment model / Koo J. S., Cho H. J. // Multibody System Dynamics. – 2012. – Т. 27. – № 4. – P. 403-422.

40. Robinson, M. Transport of DE-LIGHT: the design and prototyping of a lightweight crashworthy rail vehicle driver's cab / M. Robinson // Procedia-Social and Behavioral Sciences. – 2012. – Т. 48. – P. 672-681.

41. Xie, S. Crashworthiness optimisation of the front-end structure of the lead car of a high-speed train / S. Xie // Structural and Multidisciplinary Optimization. – 2016. – Т. 53. – № 2. – P. 339-347.

42. Peng, Y. Study on the collision performance of a composite energy-absorbing structure for subway vehicles / Y. Peng // *Thin-Walled Structures*. – 2015. – T. 94. – P. 663-672.
43. Baroutaji, A. Quasi-static response and multi-objective crashworthiness optimization of oblong tube under lateral loading / A. Baroutaji, E. Morris, A. G. Olabi // *Thin-Walled Structures*. – 2014. – T. 82. – P. 262-277.
44. Jusuf, A. Crashworthiness analysis of multi-cell prismatic structures // *International Journal of Impact Engineering*. – 2015. – T. 78. – P. 34-50.
45. Niknejad, A. Theoretical and experimental studies of the external inversion process in the circular metal tubes / A. Niknejad, M. Moeinifard // *Materials & Design*. – 2012. – T. 40. – P. 324-330.
46. Reddy, T. Y., Axial splitting of circular metal tubes / T. Y. Reddy, S. R. Reid // *International journal of mechanical sciences*. – 1986. – T. 28. – №2. – P. 111-131.
47. Yang, J. Energy absorption of expansion tubes using a conical–cylindrical die: Experiments and numerical simulation / J. Yang // *International Journal of Mechanical Sciences*. – 2010. – T. 52. – № 5. – P. 716-725.
48. Nagel, G. M. Computer simulation and energy absorption of tapered thin-walled rectangular tubes / G. M. Nagel, D. P. Thambiratnam // *Thin-Walled Structures*. – 2005. – T. 43. – № 8. – P. 1225-1242.
49. Simic, G. Experimental research of characteristics of shock absorbers of impact energy of passenger coaches / G. Simic // *Experimental Techniques*. – 2009. – T. 33. – № 4. – C. 29-35.
50. Hosseinipour, S. J. Energy absorption and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression / Hosseinipour S. J., Daneshi G. H. // *Thin-Walled Structures*. – 2003. – T. 41. – № 1. – P. 31-46.
51. Gao, G. Collision performance of square tubes with diaphragms / G. Gao, H. Dong, H. Tian // *Thin-Walled Structures*. – 2014. – T. 80. – P. 167-177

52. Yamashita, M. Impact behavior of honeycomb structures with various cell specifications – numerical simulation and experiment / M. Yamashita, M. Gotoh // International Journal of Impact Engineering. – 2005. – Т. 32. – № 1. – P. 618-630.

53. Xie, S. Impact characteristics of a composite energy absorbing bearing structure for railway vehicles/ S. Xie, H. Zhou // Composites Part B: Engineering. – 2014. – Т. 67. – P. 455-463.

54. Seitzberger, M. Experimental studies on the quasi-static axial crushing of steel columns filled with aluminium foam / M. Seitzberger // International Journal of Solids and Structures. – 2000. – Т. 37. – № 30. – P. 4125-4147.

55. Zarei, H. R. Optimization of the foam-filled aluminum tubes for crush box application / H. R. Zarei, M. Kröger // Thin-Walled Structures. – 2008. – Т. 46. – № 2. – P. 214-221.

56. Kim, J. S. A study on crushing behaviors of composite circular tubes with different reinforcing fibers / J. S. Kim, H. J. Yoon, K. B. Shin // International Journal of Impact Engineering. – 2011. – Т. 38. – № 4. – P. 198-207.

57. Kim, J. S. Experimental Investigation of Composite Sandwich Square Tubes under Quasi-Static and Dynamic Axial Crushing / J. S. Kim, H. J. Yoon, K. B. Shin // Advanced Composite Materials. – 2011. – Т. 20. – № 4. – P. 385-404.

58. Подвижной состав повышенной безопасности при столкновениях // Железные дороги мира. – 2006. – №4. – С.49-55.

59. EN 15227 Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2008. – 37 p.

60. Автомобиль КаМАЗ столкнулся на переезде в Москве со следовавшим на испытания электропоездом «Ласточка» [Электронный ресурс] // Tass.ru – Режим доступа: <http://tass.ru/glavnie-novosti/610163>.

61. Рязанов, Э. М. Применение комплекса LS-DYNA для анализа нелинейных динамических процессов в железнодорожном подвижном составе при нештатных ситуациях / Э. М. Рязанов, А. Э. Павлюков // Международное научное объединение «Prospero». – 2015. – № 1. – С. 50-54.

62. Рязанов, Э. М. Применение устройств поглощения энергии в сцепных устройствах для обеспечения пассивной безопасности электропоездов / Э. М. Рязанов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2014. – № 4. – С. 97-100.
63. Belytschko, T. Nonlinear finite elements for continua and structures / T. Belytschko, W. K. Liu, B. Moran – Chichester : John Wiley & Sons Ltd, 2001. – 650 p.
64. Hallquist, J. O. LS-DYNA theory manual / J. O. Hallquist – Livermore : Livermore Software Technology Corporation, 2006. – 650 с.
65. Секулович, М. Метод конечных элементов / Пер. с серб. Ю. Н. Зуева; Под ред. В. Ш. Барбакидзе. – М.: Стройиздат, 1993. – 664 с.
66. Рязанов, Э. М. Моделирование аварийного столкновения магнитолеви тационного транспорта с препятствием / Э. М. Рязанов, А. Э. Павлюков // Транспортные системы и технологии. – 2015. – № 1. – С. 99-111.
67. Рязанов, Э. М. Моделирование работоспособности крэш-системы электропоезда при аварийных столкновениях / Э. М. Рязанов, М. В. Жуйков, А. Э. Павлюков // Транспорт Урала. – 2014. – № 4(43). – С. 44-49.
68. Рязанов, Э. М. Численное моделирование аварийного столкновения скоростного электропоезда с автомобилем на железнодорожном переезде / Э. М. Рязанов, А. Э. Павлюков // Проблемы и перспективы развития вагоностроения: материалы VII Всероссийской науч.-практ. конф. – 2016. – С.113-116.
69. Седов, Л. И. Механика сплошной среды : монография / Л. И. Седов – М. : Наука, 1994. – 528 с.
70. LS-DYNA keyword user's manual : volume 2 material models – Livermore : Livermore Software Technology Corporation, 2014. – 1265 p.
71. Jones, N. Structural impact / N. Jones – Cambridge : Cambridge university press, 2012. – 603 p.
72. Рязанов, Э. М. Повышение эффективности устройств поглощения энергии в системах пассивной безопасности скоростных и высокоскоростных элект

тропоездов / Э. М. Рязанов, Н. Л. Иванов // Транспорт Урала. – 2016. – № 2(49). – С. 62-68.

73. Yang, S. Multiobjective optimization for empty and foam-filled square columns under oblique impact loading / S. Yang, C. Qi // International Journal of Impact Engineering. – 2013. – Т. 54. – P. 177-191.

74. Cleon, L. M. SNCF structural crashworthiness design strategy: design examples of duplex TGV and XTER diesel multiple unit / Cleon L. M., Legait J., Villemin M. // Rail Vehicle Crashworthiness Symposium. – 1996. – P. 290-325.

75. Pereira, M. S. Structural crashworthiness of railway vehicles / M. S. Pereira // Proceedings of the 7th World Congress of Rail Research. – Montreal, 2006. – 15 p.

76. Устройство поглощения энергии электропоезда ЭС2Г : Протокол механических испытаний / Испытательный центр технических средств железнодорожного транспорта; рук. Иванова Н. Л. – Екатеринбург., 2013. – 5 с. – № ИЦ-33-635/2 96-14.