

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Днепропетровский национальный университет
железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

На правах рукописи

МАНКЕВИЧ НИКОЛАЙ БОРИСОВИЧ

УДК 629.4.027.23

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ
ДЕТАЛЕЙ ДВУХОСНЫХ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ**

05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
док. техн. наук, профессор
Мямлин Сергей Витальевич

Днепропетровск – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

| | Стр. |
|---|------|
| ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ..... | 6 |
| ВВЕДЕНИЕ..... | 7 |
| РАЗДЕЛ 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ. ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ..... | 14 |
| 1.1 Обзор научной литературы по совершенствованию конструкции тележек грузовых вагонов..... | 14 |
| 1.2. Анализ конструкций тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм | 17 |
| 1.3 Основные тенденции улучшения технических параметров ходовых частей грузовых вагонов..... | 26 |
| 1.4 Пути совершенствования конструкции литых деталей тележек грузовых вагонов..... | 44 |
| ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 1..... | 50 |
| РАЗДЕЛ 2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ..... | 51 |
| 2.1 Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной тележки..... | 51 |
| 2.2 Общие положения расчета на прочность элементов двухосной тележки грузовых вагонов..... | 53 |
| 2.3 Исходные данные..... | 56 |
| 2.4 Расчетные режимы | 58 |
| 2.5 Расчет надрессорной балки на прочность и сопротивление усталостному разрушению..... | 58 |
| 2.6 Расчет боковой рамы на прочность и сопротивление усталостному разрушению..... | 71 |
| ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 2..... | 83 |

| | |
|--|-----|
| РАЗДЕЛ 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ | |
| ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК | 85 |
| ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ | |
| 3.1 Описание объектов и объем испытаний | 85 |
| 3.2 Статические испытания на прочность и разрушение..... | 85 |
| 3.3 Испытания на усталостную прочность | 100 |
| 3.4 Ходовые прочностные испытания..... | 105 |
| 3.5 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных | |
| исследований прочности литых деталей тележки..... | 108 |
| ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 3..... | 110 |
| РАЗДЕЛ 4 ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ | |
| ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА ТЕЛЕЖКАХ С УВЕЛИЧЕННОЙ | |
| ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ | 112 |
| 4.1 Определение динамических характеристик грузовых вагонов..... | 112 |
| 4.1.1 Объекты исследования..... | 112 |
| 4.1.2 Нормативные расчеты..... | 114 |
| 4.1.3 Математическое моделирование пространственных колебаний | |
| грузового вагона..... | 126 |
| 4.1.4 Ходовые динамические испытания | 140 |
| 4.1.5 Результаты математического моделирования | |
| пространственных колебаний грузовых вагонов различного типа и | |
| ходовых динамических и прочностных испытаний вагонов на | |
| тележках модели 18-1711..... | 146 |
| 4.2 Экспериментальные исследования воздействия на путь | |
| грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной | |
| конструкцией клиновой системы рессорного подвешивания | 157 |
| 4.2.1 Объекты исследований | 157 |
| 4.2.2 Методика проведения испытаний | 160 |
| 4.2.3 Результаты испытаний | 164 |
| ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 4..... | 168 |

| | |
|---|-----|
| РАЗДЕЛ 5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАБОТ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВУХОСНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ..... | 170 |
| 5.1 Оценка эффективности инновационных мероприятий в машиностроении..... | 170 |
| 5.2 Техническая и экономическая целесообразность внедрения унифицированной боковой рамы тележек грузовых вагонов..... | 175 |
| 5.3 Сравнительная экономическая эффективность новой боковой рамы по отношению к раме тележки модели 18-100..... | 176 |
| ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 5..... | 180 |
| ВЫВОДЫ..... | 181 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ..... | 184 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ А Расчетные и испытательные нагрузки для надрессорной балки и боковой рамы тележки и коэффициенты их соотношения..... | 215 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ Б Суммарные напряжения в надрессорной балке и боковой раме полученные при статических прочностных испытаниях.. | 218 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ В Фотографии усталостных изломов опытных образцов надрессорной балки..... | 228 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ Г Фотографии усталостных изломов опытных образцов боковой рамы..... | 230 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ Д Значения амплитуд динамических напряжений и суммарные напряжения по III режиму в надрессорной балке и прототипе боковой рамы при ходовых прочностных испытаниях тележки..... | 232 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ Е Параметры инерционных элементов пространственных моделей грузовых вагонов и упруго-диссипативные параметры связей этих моделей | 235 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ Ж Результаты ходовых прочностных испытаний вагонов массой брутто 100 т на тележках с осевой нагрузкой 25 тс | 243 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ З Результаты сравнительных ходовых динамических | |

| | |
|--|-----|
| испытаний полувагонов на тележках разной конструкции..... | 251 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ И Перечень оборудования использованного при проведении исследований..... | 255 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ К Акты внедрения результатов..... | 260 |

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

КЭ – конечный элемент

МКЭ – метод конечных элементов

НДС – напряженно-деформированное состояние

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Неисправность ходовых частей грузового подвижного состава железных дорог приводит к снижению безопасности движения и является наиболее распространенной причиной отцепок грузовых вагонов, следствием которых являются длительные простои и трудоемкие ремонты.

Совершенствование старых, создание новых конструкций ходовых частей грузового подвижного состава железных дорог являются одной из основных задач профильных научных, конструкторских и производственных предприятий стран СНГ. Основными целями проводимых в данном направлении исследовательских и опытно-конструкторских работ являются повышение уровня безопасности движения поездов в разных режимах загрузки и диапазонах скоростей, снижение затрат на техническое обслуживание подвижного состава и путевого хозяйства, увеличение межремонтного пробега вагонов. Сегодня, большая часть грузового подвижного состава стран СНГ эксплуатируется на тележках модели 18-100. Многолетний опыт эксплуатации этой тележки и многочисленные испытания, выполненные проектными и исследовательскими организациями, помимо её преимуществ, выявили ряд существенных недостатков как в конструкции, так и в надежности литых деталей. В течение последних десятилетий тележка модели 18-100 подвергалась многочисленным модернизациям, однако опыт эксплуатации показывает, что её конструкция не в полной мере соответствует современным требованиям по надежности и динамическим качествам, предъявляемым к ходовым частям. Одним из направлений улучшения технико-экономических параметров ходовых частей грузовых вагонов является усовершенствование конструкции их литых деталей, направленное на повышение их долговечности, динамических качеств и осевой нагрузки. Потому тема этой диссертационной работы, направленная на создание тележки с улучшенными прочностными параметрами путем усовершенствования конструкций её литых деталей, является актуальной и своевременной для железнодорожного транспорта Украины и стран СНГ в целом.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Направление исследований диссертации отвечает концепции реформирования транспортного сектора Украины, программе повышения безопасности движения на железных дорогах Украины, утвержденной приказом «Укрзализниці» № 547-Ц от 15.10.2001 г., проектом Государственной программы развития рельсового подвижного состава железных дорог Украины в 2006 – 2015 гг. Работа отвечает направлениям исследований и разработок, проводимых кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна. По теме диссертации выполнены такие научно-исследовательские работы: «Розрахунок параметрів перспективного візка для вантажного вагону моделі 18-1711», № госрегистрации 0107U001829, «Удосконалення параметрів ресорного підвішування візків вантажних вагонів», № госрегистрации 0106U005705, «Експериментальні порівняльні дослідження впливу на колію 1520 мм та стрілочні переводи дослідних зразків візків моделі 18-1711 з навантаженням на вісь 25 тс та візків моделі 18-1750.0 з навантаженням на вісь 23,5 тс виробництва ЗАТ «АзовЕлектроСталь» в складі вагонів-цистерн моделі 15-1547-03, виготовлених ВАТ « Азовзагальмаш" № держреєстрації 0111U007618, по которым автор является исполнителем и автором отчетов.

Цель и задачи исследования. Целью работы является улучшение технических характеристик тележек грузовых вагонов за счет совершенствования конструкции литых деталей и унификации с конструкцией тележек предыдущего поколения.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- проанализировать научные публикации, посвященные теоретическим и экспериментальным исследованиям прочностных и динамических качеств тележек;
- выполнить анализ существующих конструкций тележек грузовых вагонов и их отдельных элементов;
- предложить конструкцию боковой рамы и надрессорной балки новой конструкции с улучшенными прочностными характеристиками;
- выполнить теоретические и экспериментальные исследования прочностных качеств литых деталей тележки грузового вагона;

- усовершенствовать математическую модель пространственных колебаний грузовых вагонов для изучения их динамических качеств на тележках с увеличенной улучшенными технико-экономическими параметрами;

- определить исходные параметры для проведения необходимых динамических расчетов;

- выполнить теоретические и экспериментальные исследования динамических характеристик грузовых вагонов различных типов на тележках новой конструкции;

- выполнить технико-экономическое обоснование разработанных технических решений по усовершенствованию литых деталей тележки грузовых вагонов.

Объект исследования – процесс динамического нагружения тележек грузовых вагонов.

Предмет исследования – конструкции литых деталей тележек грузовых вагонов с улучшенными характеристиками.

Методы исследования. В теоретических исследованиях используется теория дифференциальных и интегральных уравнений, а также методы численного интегрирования. При проектировании конструкции и его элементов применялись методы автоматизированного проектирования, а при выполнении расчетов на прочность - метод конечных элементов. Обработка результатов экспериментальных исследований выполнялась с помощью методов теории вероятностей и математической статистики.

Достоверность и обоснованность результатов диссертационной работы обусловлены корректной математической постановкой задач, использованием современных методов математического моделирования, обработкой результатов исследований, а также согласованностью полученных результатов теоретических исследований с экспериментальными данными испытаний натуральных образцов.

Научная новизна полученных результатов. - Впервые получены научно обоснованные результаты оценки прочностных качеств литых деталей тележек

грузовых вагонов в зависимости от их конструктивного исполнения с учетом особенностей упруго-диссипативной взаимодействия между элементами тележек;

- Усовершенствована математическая модель пространственных колебаний грузового четырехосного вагона в части учета особенностей конструкции клиновых гасителей колебаний, позволяет повысить достоверность результатов моделирования;

- Усовершенствована пространственные расчетные и конечно-элементные модели для определения характеристик прочности боковой рамы и надрессорной балки двухосных тележек грузовых вагонов, которые позволяют повысить достоверность определения локального напряженно-деформированного состояния в опасных зонах литых деталей за счет уточнения схем погрузки деталей учитывают силы трения между опорными узлами боковой рамы и надрессорной балки, а также построения точных расчетных моделей, с учетом минусовых допусков чертежных размеров с последующим рациональным разбижкой полученных моделей на конечные элементы в зависимости от особенностей конструкции узлов литых деталей;

- Усовершенствована зависимости силовых характеристик центрального рессорного подвешивания не только жесткостных параметров рессорного подвешивания, но и коэффициента относительного трения клиновых гасителей колебаний и изменения силовых характеристик пружинного комплекта в зависимости от загрузки вагона, в отличие от существующих, позволяет значительно улучшить технические характеристики грузовых вагонов.

Практическое значение полученных результатов. Научные результаты, полученные при выполнении диссертационной работы, нашли свое отражение при проектировании, организации производства и изготовлении тележки грузовых вагонов модели 18-1711 с осевой нагрузкой 25 тс и тележки модели 18-1825 с осевой нагрузкой 23,5 тс с улучшенными по сравнению с тележкой модели 18-100 техническими параметрами, а также повышении надежности конструкции тележки модели 18-1750 ПАО «Азовмаш» (г. Мариуполь).

Результаты исследований и конструкторские разработки, полученные в ходе подготовки диссертационной работы, внедрены в Головном специализированном конструкторском бюро вагоностроения им. В. М. Бубнова (ООО «ГСКБВ им. В. М. Бубнова») и ПАО «Азовмаш» (акт внедрения № 939-1037 от 10.12.13), на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (акт внедрения № 13-02/2236-21/3 от 05.12.13).

Личный вклад соискателя. Основные положения и результаты, приведенные в работе, автором получены самостоятельно. Личный вклад соискателя заключается в планировании и проведении теоретических и экспериментальных исследований, анализе полученных результатов, разработке научных положений и выводов. Автором выполнен сравнительный анализ существующих конструкций литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов. Усовершенствована математические модели для исследования напряженно-деформированного состояния литых деталей тележек и динамических показателей четырехосных грузовых вагонов. Созданы конечно-элементные модели для исследования напряженно-деформированного состояния литых деталей тележки. В работах, выполненных в соавторстве, вклад автора такой: в работах [101, 103, 156, 239] выполнен обзор и анализ эффективности конструктивных решений по усилению боковой рамы двухосной тележки грузовых вагонов. Предложен свой вариант усиления конструкции боковой рамы и надрессорной балки двухосной тележки грузовых вагонов, выполнена оценка их напряженно-деформированного состояния. В работе [225] проведена оценка динамической нагруженности кузовов вагонов на тележках с увеличенной осевым нагрузкой на ось. В работах [226, 227] автором выполнена оценка показателей воздействия на путь вагонов на тележках с увеличенной осевой нагрузкой и с разной конструкцией клиновой системы рессорного подвешивания. В работах [221, 222, 223, 233] автором выполнена оценка динамических характеристик вагонов на тележках с увеличенной осевой нагрузкой. В работах [160, 234] выполнено экономическое обоснование работ, направленных на

совершенствование литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов, а так же определен экономический эффект от внедрения в производство унифицированной боковой рамы. В работе [157] выполнен обзор существующих конструкций двухосных тележек и классификация основных направлений работ по улучшению их динамических и прочностных характеристик. В работах [184, 185] проанализировано характеристики прочности литых деталей тележки с увеличенной осевой нагрузкой по результатам статических испытаний на прочность и усталостных испытаний. В работе [238] выполнено обоснование технических решений в конструкции тележки грузовых вагонов с увеличенным осевым нагружением. В работе [187] автором улучшена математическая модель пространственных колебаний грузового вагона на тележках с увеличенной осевой нагрузкой, билинейным рессорным подвешиванием, которая учитывает особенность конструкции клина гасителей колебаний с плоской и пространственной формами поверхностей трения.

Апробация результатов диссертации. Результаты диссертационной работы докладывались на VII и VIII Международных научно-технических конференциях «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (Россия, г. Санкт-Петербург, 2011 г., 2013 г.), V Международной научно-практической конференции «Электрификация железнодорожного транспорта. Трансэлектро – 2011» (г. Днепропетровск, 19 – 21 декабря 2011 г.), 72-й и 73-й Международных научно-практических конференциях «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (г. Днепропетровск, 2012 г., 2013 г.), XII Международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта» (г. Днепропетровск, 2012 г.), 8th International Scientific Conference «Transbaltica – 2013» (Литва, Вильнюс, 2013 г.), IV Международной партнерской конференции «Современный подвижной состав: приоритеты инновации перспективы» (Ялта, 2013 г.), 9th International Conference «Railway bogies and running gears» (Венгрия, г. Будапешт, 9 – 12 сентября 2013), IV Научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Інноваційні технології на залізничному транспорті» (г. Донецк, 19-21 сентября

2013 г.), научно-технических советах ООО «ГСКБВ», научно-технических советах кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного имени академика В. Лазаряна.

Публикации. По результатам диссертационной работы опубликовано 18 научных работ: 7 статей в специализированных научных изданиях, 11 тезисов докладов на международных научно-технических конференциях. В том числе 1 за рубежом, 2 в изданиях, входящих в наукометрические базы данных.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 разделов, выводов, списка использованных источников, приложений. Основной текст диссертации изложен на 134 страницах, кроме того, 6 таблиц на 6 страницах, 30 рисунков на 27 страницах. Список использованных источников на 30 странице, 10 приложений на 48 страницах.

РАЗДЕЛ 1

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ. ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Обзор научной литературы по совершенствованию конструкции тележек грузовых вагонов

Железнодорожный транспорт, обеспечивая основную часть всех грузовых перевозок, является основным видом транспорта стран СНГ и Балтии. Учитывая объем и широкую номенклатуру перевозимых железнодорожным транспортом грузов, аварии на железной дороге могут привести к большому материальному ущербу, экологическому бедствию и главное – человеческим жертвам, поэтому, основными требованиями предъявляемыми к подвижному составу железнодорожного транспорта являются высокая надежность и долговечность конструкции основных узлов вагонов, обеспечение безопасности движения поездов. Наиболее важными узлами всех современных вагонов, обеспечивающими выполнение этих требований, являются тележки, конструкция и состояние которых непосредственно влияет на безопасное движение вагона по рельсовому пути с наименьшим сопротивлением движению и определяет пригодность вагона к эксплуатации в целом [1 – 3].

В условиях рыночной экономики к эффективности грузового подвижного состава железных дорог предъявляются новые требования (повышение грузоподъемности, увеличение скорости движения, продление межремонтного пробега и др.), выполнение которых невозможно без совершенствования конструкции ходовых частей вагонов, улучшения их прочностных и динамических показателей.

В разработку научных основ создания современных ходовых частей грузовых и пассажирских вагонов внесли вклад известные ученые, такие как: Фетте, В. И. Бабин, А. Г. Ханин, Н. К. Галахов, И. О. Браун, А. К. Константинов,

В. В. Лукин, А. А. Хохлов, В. Н. Котуранов, П. С. Анисимов, П. И. Травин, Е. Е. Нольтейн, М. В. Винокуров, В. А. Лазарян, О. М. Савчук, В. Х. Власов, Л. А. Шадур, В. Н. Филиппов, С. В. Вершинский, Л. О. Грачева.

Следует особо выделить труды последнего периода, в которых изложены теоретические и экспериментальные исследования новых конструкций тележек грузовых вагонов: Е. П. Блохина, А. Н. Пшинько, В. Д. Дановича, Г. И. Богомаза, Ю. С. Ромена, В. М. Бубнова, С. В. Мямлина, Ю. П. Бороненко, А. В. Третьякова, А. М. Орловой, Е. А. Рудаковой, О. М. Савчука, А. Д. Лашко, Ю. В. Демина, В. Ф. Ушкалова, Н. Е. Науменко, М. Б. Кельриха, А. А. Радзиховского, О. А. Шкаброва, В. И. Приходько, А. В. Донченко, Е. В. Можейко, Д. Шолдана, Э. С. Оганьяна, П. С. Анисимова, В. П. Ефимова, М. М. Соколова, А. М. Соколова, И. И. Челнокова и др.

Представители Луганской научной школы А. Н. Коняев, А. Л. Голубенко, Ю. И. Осенин, В. П. Ткаченко, Н. И. Горбунов в своих исследованиях уделяют больше внимания определению сил сцепления между колесом и рельсом, а также условиям динамического вписывания рельсовых экипажей [4 - 6].

Известны работы ученых Польши (профессоров А. Худзикевича, Р. Богача, М. Ситажа, и др.), Венгрии (профессоров И. Зобори, Л. Сабо) в области совершенствования конструкций подвижного состава ж.д. дорог и определения их динамических качеств [7 - 10].

Много работ как теоретических, так и по описанию конструкций тележек грузовых вагонов подготовлено с участием доктора Г. Шеффеля (ЮАР), который большое внимание уделял улучшению вписывания тележек в криволинейных участках пути, а также совершенствованию динамических характеристик рельсовых экипажей [11-16].

Профессор Дельфтского университета, Де Патер, в своих теоретических разработках рассматривал извилистое движение как одиночной колесной пары, так и тележки [17, 18].

Разработки ученых Калкера и Картера посвящены изучению вопросов определения сил проскальзывания между колесом и рельсом, решение которых было оформлено в виде соответствующих теорий [19 - 31].

Представители научной школы Всеволода Арутюновича Лазаряна профессора Е. П. Блохин, В. Д. Данович, М. Л. Коротенко, Л. А. Манашкин, А. Н. Пшинько, С. В. Мямлин в своих теоретических исследованиях, как правило, используют теорию проскальзывания, предложенную Картером.

Совершенствованию конструкций тележек рельсовых экипажей, и грузовых вагонов в том числе, в части улучшения динамических характеристик вагонов за счет определения рациональных параметров рессорного подвешивания посвящены труды таких ученых как В. А. Камаев, В. Д. Данович, М. М. Соколов, Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, В. И. Приходько и др. [32 - 36].

Отдельным направлением исследований динамики рельсовых экипажей является оценка их устойчивости (В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, Н. А. Радченко, В. Ф. Ушкалов, Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, О. М. Маркова), которая позволяет оценить возможность движения рельсовых экипажей с безопасными скоростями движения [37 - 47].

Вопросу совершенствования конструкций литых деталей тележек грузовых вагонов свои разработки посвятили представители не только заводов изготовителей М. П. Гейлер, В. А. Двухглавов, В. М. Бубнов, В. П. Ефимов и др., но и представители научных организаций Э. С. Оганьян, В. С. Плоткин, Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова и др.

Исследованиями, направленными на решение проблемы износа ходовых частей тележек, занимались следующие ученые: Е. П. Блохин, В. Ф. Ушкалов, М. Ф. Вериго, В. С. Коссов, В. С. Лысюк, В. Д. Данович, И. И. Доронина, А. В. Заверталюк, В. Д. Хусидов, Н. П. Петров, Е. П. Корольков, А. В. Смольянинов, А. А. Холодецкий, Н. М. Беляев, В. Н. Белоусов [48 - 56]. Труды этих ученых в основном посвящены решению проблемы износа гребней колес при различных соотношениях эксплуатационных размеров. Разработкой мер по увеличению ресурса трущихся деталей работали ученые ВНИИЖТ, ПКБ ЦВ,

ВНИИВ. В результате были разработаны и внедрены различные модернизации тележки грузовых вагонов.

Вопросами мониторинга и разработками систем контроля технического состояния тележек в эксплуатации занимались М. М. Соколов, Г. В. Левков, В. И. Варавва, Г. М. Левит, В. Б. Харитонов.

Большое количество исследований проведено в области совершенствования конструкции боковых рам трехэлементных грузовых тележек и методов их расчета на прочность. В частности, к таким работам относятся труды: А. С. Лисовского, В. К. Окишева, А. Э. Павлюкова, Ю. А. Усманова и др. Исследованиями усталостной прочности боковых рам тележек посвящены работы таких ученых как: С. В. Вершинский, Н. Н. Невзорова, Л. Д. Кузьмич и др. [57 - 73]. В области совершенствования технологии литейного производства большой вклад внесли следующие ученые: П. Н. Аксенов, Г. Ф. Баландин, А. И. Беляков, П. Ф. Василевский, В. М. Воздвиженский, Н. М. Галдин, Н. Г. Гришович, Г. М. Дубицкий, Л. С. Константинов, Й. Пржибыл, Р. П. Тодоров, А. П. Трухов, В. С. Урушев, В. М. Шестопап.

Большой вклад в совершенствование конструкций ходовых частей грузовых вагонов внесли иностранные специалисты, работающие в таких компаниях как Standard Car Truck Co (WABTEC), ASF-Keyston Inc., National, A.Stucki, Amsted Rail и др. [74 - 93].

1.2 Анализ конструкций тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм

Среди грузовых тележек наибольшее распространение получили двухосные тележки с опиранием кузова вагона на подпятник, либо с опиранием на подпятник и частично на упругие скользуны. Рессорное подвешивание у таких тележек центральное с непосредственной связью рамы с колесными парами. Конструкция рамы тележки представляет собой две литые боковые рамы, жестко связанные между собой. Такая конструкция тележек получила широкое распространение на всем постсоветском пространстве, Китае, на территории

Северной Америки, в Австралии и странах Африки. К тележкам подобной конструкции государственным стандартом [94] принятым в 2004 г. применен термин с соответствующим определением: трехэлементная тележка – тележка с центральным рессорным подвешиванием, включающая три элемента: одну надрессорную балку и две боковые рамы. В соответствии с данным стандартом двухосные грузовые тележки подразделяются на четыре типа, в зависимости от максимально допустимой осевой нагрузки, нормируются также их технико-экономические показатели (Таблица 1.1) и устанавливаются технические требования к тележкам по прочности их элементов и узлов, устойчивости, динамическим качествам, безопасности движения и др.

Наиболее массовой трехэлементной тележкой для грузовых вагонов на железных дорогах стран СНГ, Балтии и Грузии является тележка модели 18-100 (ЦНИИ-ХЗ), относящаяся ко второму типу [94], эксплуатируемая уже более 50 лет.

Тележка модели 18-100 (Рис. 1.1) состоит из двух колесных пар 1 с четырьмя буксами 2, двух литых рам 3, двух комплектов центрального рессорного подвешивания 4, надрессорной балки 5 и тормозной рычажной передачи 6. Тормоз тележки колодочный с односторонним нажатием колодок.

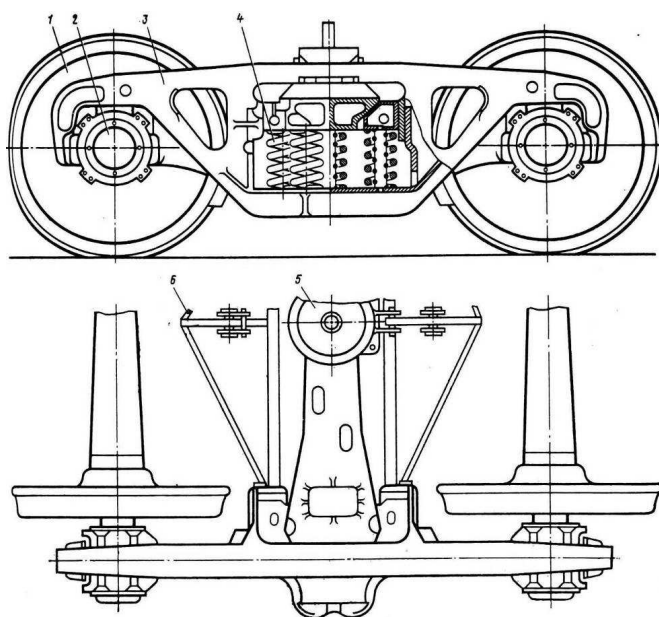


Рис. 1.1 – Тележка модели 18-100 (Общий вид).

Таблица 1.1

Типоразмерный ряд двухосных грузовых тележек

| Основные параметры и размеры | Тип тележки | | | |
|---|-------------|-----------------|-------------|-------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 Максимальная расчетная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (тс) | 196 (20) | 230,5 (23,5) | 245 (25) | 294 (30) |
| 2 Конструкционная скорость, км/ч | 140 | 120 | 120 | 90 |
| 3 База тележки, мм, не более | 1900 | 1850 | 1900 | 2200 |
| 4 Масса одной тележки в сборе, кг, не более | 5000 | 4900 | 5300 | 6000 |
| 5 Расстояние от уровня головок рельсов до уровня опорной поверхности подпятникового места в свободном состоянии, мм | 838 | 806 | 813 | 811 |
| 6 Расстояние между продольными осями боковых скользунов, мм | 1524 | | | |
| 7 Расстояние между продольными осями рессорных комплектов, мм | 2036 | | | |
| 8 Статический прогиб рессорного подвешивания под максимально допустимой нагрузкой брутто, мм, не более | 70 | 60 | 65 | 90 |
| 9 Статический прогиб рессорного подвешивания под тарой, мм, не менее (при нагрузке от колесной пары на рельсы 60 кН) | 38 | 11 | 17 | 15 |
| 10 Коэффициент относительного трения фрикционных гасителей колебаний в рессорном подвешивании под максимально допустимой нагрузкой брутто | 0,08–0,14 | 0,08–0,12 | 0,08–0,14 | 0,06–0,12 |
| 11 Коэффициент относительного трения фрикционных гасителей колебаний в рессорном подвешивании под тарой | 0,10–0,15 | 0,10–0,16 | 0,10–0,14 | 0,10–0,14 |
| 12 Диаметр подпятникового места, мм, не более | 304 | 304 | 354 | 404 |
| 13 Глубина подпятникового места, мм, не более | 30 | 30 | 35 | 40 |
| 14 Габарит вписывания по ГОСТ 9238 | 02-ВМ | | | |
| Примечание – Допускаемые отклонения параметров и размеров рекомендуется устанавливать конструкторской документацией | | | | |

Боковая рама тележки 18-100 (Рис. 1.2) отлита из низколегированной стали 20ФЛ или 20ГФЛ. Рама имеет пояса и колонки, которые в середине образуют проем для центрального рессорного подвешивания, а по концам – буксовые проемы.

Сечения наклонных поясов и вертикальных колонок корытообразной формы. Горизонтальный участок нижнего пояса имеет замкнутое коробчатое сечение. По бокам среднего проема расположены направляющие 5, ограничивающие поперечные перемещения фрикционных клиньев, а внизу сделана опорная поверхность с бонками и буртами 6 для размещения и фиксирования пружин рессорного комплекта. С внутренней стороны этой поверхности имеются полки 7, являющиеся опорами для наконечников и удержания триангеля в случае обрыва подвесок. В местах расположения фрикционных клиньев в каждой колонке рамы приклепана износостойкая планка. На внутренней плоскости наклонного пояса рамы отлиты пять шишек 3, часть которых срубается при сборке тележек, в зависимости от расстояния между наружными челюстями 1 буксовых проемов для осуществления подбора боковин.

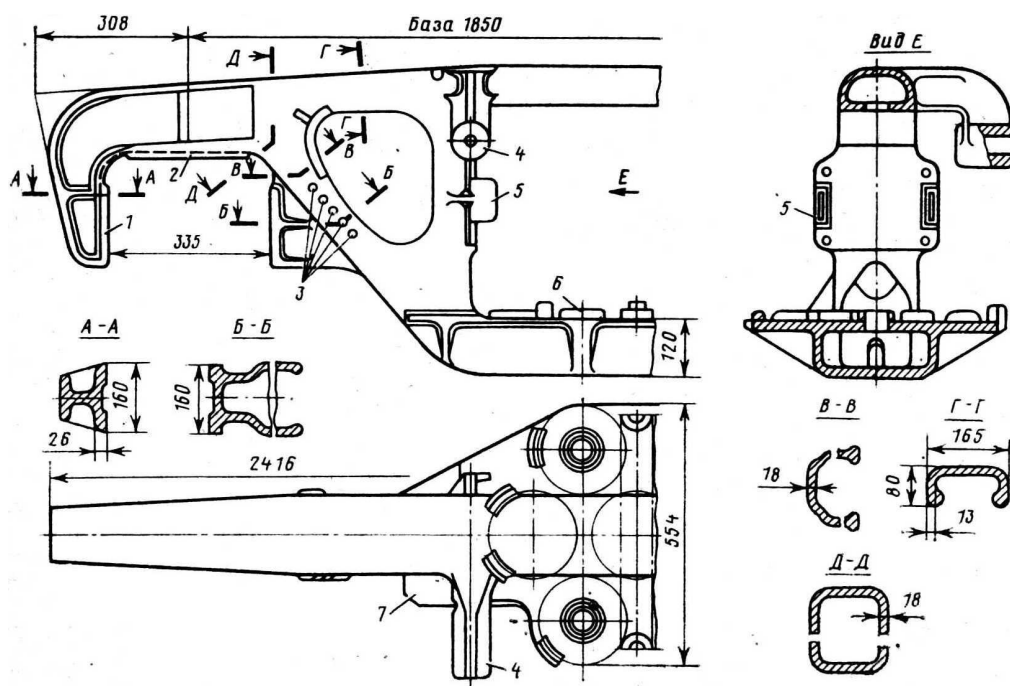


Рис. 1.2 – Боковая рама тележки модели 18-100

Надрессорная балка (Рис. 1.3, а) отлита из стали 20ФЛ или 20ГФЛ в виде бруса равного сопротивления изгибу. Она имеет замкнутое коробчатое сечение и изготавливается вместе с подпятником 1, полкой 7 для крепления кронштейна 2 мертвой точки рычажной передачи тормоза, опорами 3 для скользунов, выемками 6 для размещения фрикционных клиньев, буртами 5, ограничивающими

смещение внутренних пружин рессорного комплекта и выступами 4, удерживающими наружные пружины от смещения при движении тележки.

Каждый скользящий (Рис. 1.3, б) состоит из опоры 3, отлитой заодно с надрессорной балкой, колпака 8, надетого на опору, прокладок 9 для регулировки зазоров между скользящими рамы вагона и тележки, болта 10, предохраняющего колпак от падения.

Через подпятник 1 кузов непосредственно опирается на тележку. Для прочности он усилен колонкой 12, в которой размещен поддон 11, являющийся опорой шкворня. На подпятник надрессорной балки 1 опирается пятник кузова. Через их центры пропущен стальной шкворень. Продольные и боковые перемещения надрессорной балки амортизируются поперечной упругостью пружин, на которые она опирается.

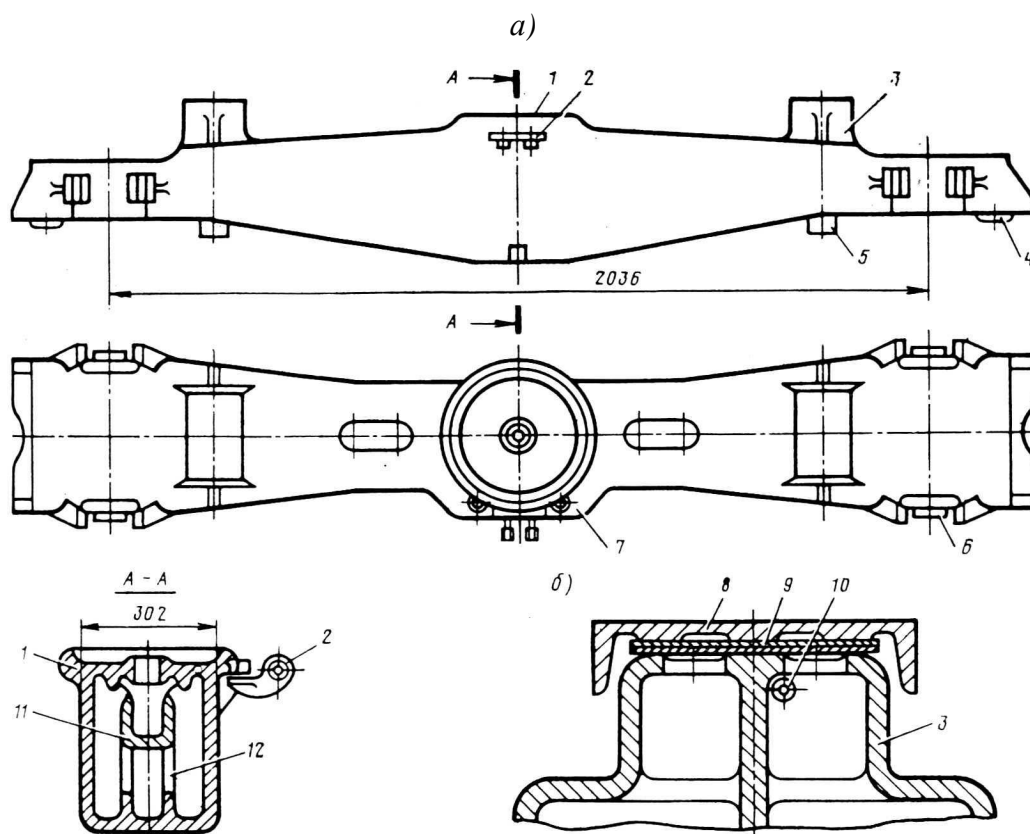


Рис. 1.3 – Надрессорная балка тележки модели 18-100.

Надрессорная балка и боковые рамы тележки изготавливаются также из стали 20ГЛ.

Рессорное подвешивание тележки 18-100 имеет два комплекта, размещенные в рессорных проемах левой и правой боковых рам, с линейной силовой характеристикой. В каждый комплект входит семь двухрядных пружин. Крайние пружины комплекта поддерживают клинья гасителей колебаний. Снизу клинья имеют кольцевые выступы, не допускающие смещения их относительно пружин в горизонтальной плоскости, а верхней своей частью входят в направляющие наддрессорной балки.

Четырехосные тележки (Рис. 1.4), предназначенные для подкатывания под вагоны большой грузоподъемности, представляют собой две двухосные тележки 2 модели 18-100 связанные между собой соединительной балкой 1.

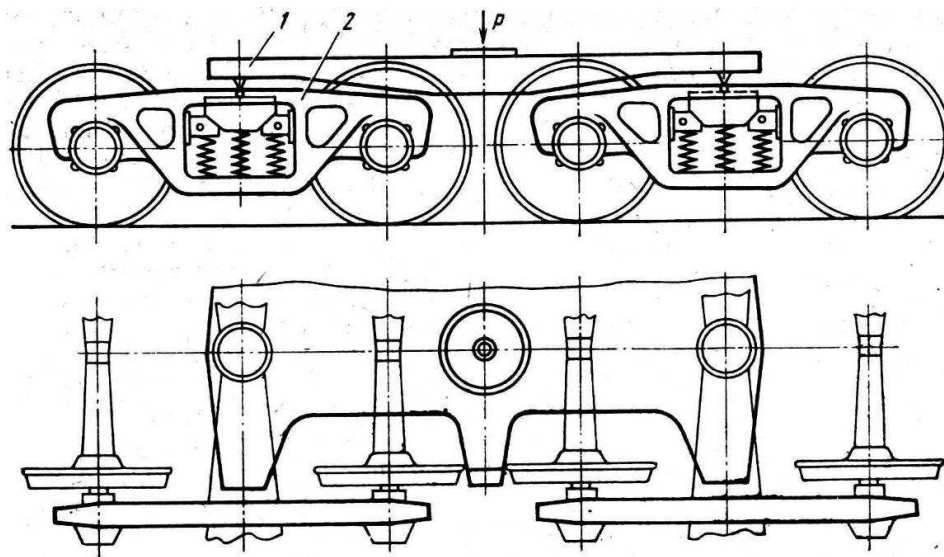


Рис. 1.4 – Четырехосная тележка модели 18-101 с пятниковой опорой кузова вагона на соединительные балки.

Изначально, конструкция тележки модели 18-100 проектировалась с учетом осевой нагрузки 21,5 т, увеличение осевой нагрузки до 23,5 т произошло без внесения в ее конструкцию серьезных изменений.

Среди мероприятий по повышению межремонтных пробегов тележки модели 18-100 следует отметить два проекта ее модернизации: проект С 03.04 (Украина) и проект М1698 (Россия).

По проекту С 03.04 (Украина, Рис. 1.5) предусматривается замена стандартного профиля колес на профиль ИТМ-73 снижающего интенсивность

износа гребня колеса, установку упруго-катковых скользунов постоянного контакта для уменьшения колебаний виляния тележки и перевалки кузова на тележках, что позволяет снизить уровень динамических напряжений в конструкции шкворневого узла и снизить динамическое воздействие на путь. Проект также предусматривает использование износостойких фрикционных планок и фрикционных клиньев из высокопрочного чугуна с установкой на наклонную поверхность клиньев полиуретановых накладок. Кроме того, в подпятник тележки устанавливается плоская эластомерная прокладка [95, 96].

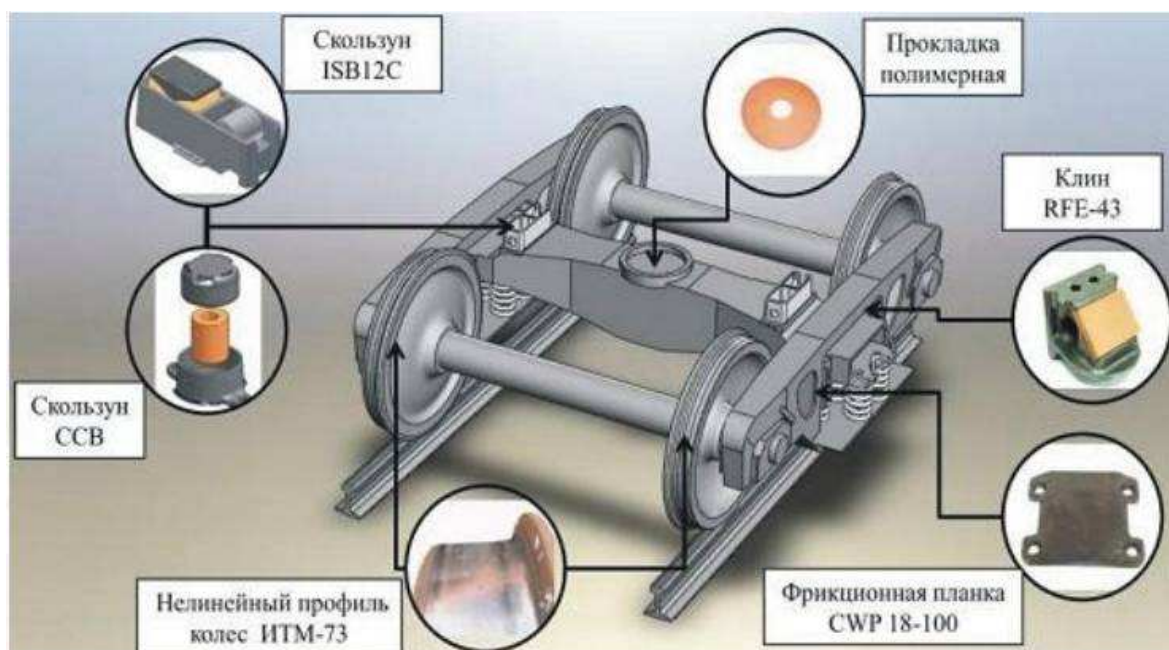


Рис. 1.5 – Проект модернизации С 03.04.

Проект модернизации М1698 (Россия, Рис. 1.6) предусматривает снижение скорости износа основных пар трения тележки («кузов - скользуны», «пятник - подпятник», «фрикционный клин - боковая рама», «боковая рама - букса») за счет установки между ними элементов с повышенной износостойкостью [97, 98].

В буксовый проем боковой рамы тележки устанавливается сменная прокладка толщиной 6 мм. Типовые фрикционные планки заменяют составными. Они состоят из двух элементов: неподвижной фрикционной планки (толщиной 10 мм), которая приклепывается к боковой раме, и контактной (подвижной) фрикционной планки (толщиной 6 мм), свободно размещенной между неподвижной планкой и вертикальной поверхностью фрикционного клина.

Стальные фрикционные клинья заменяют на чугунные. В подпятник надрессорной балки устанавливается износостойкий элемент из стали 30ХГСА в виде плоской прокладки (диска). Скользуну оборудуют износостойким колпаком. Тележка 18-100, прошедшая данную модернизацию, имеет обозначение 18-100М.

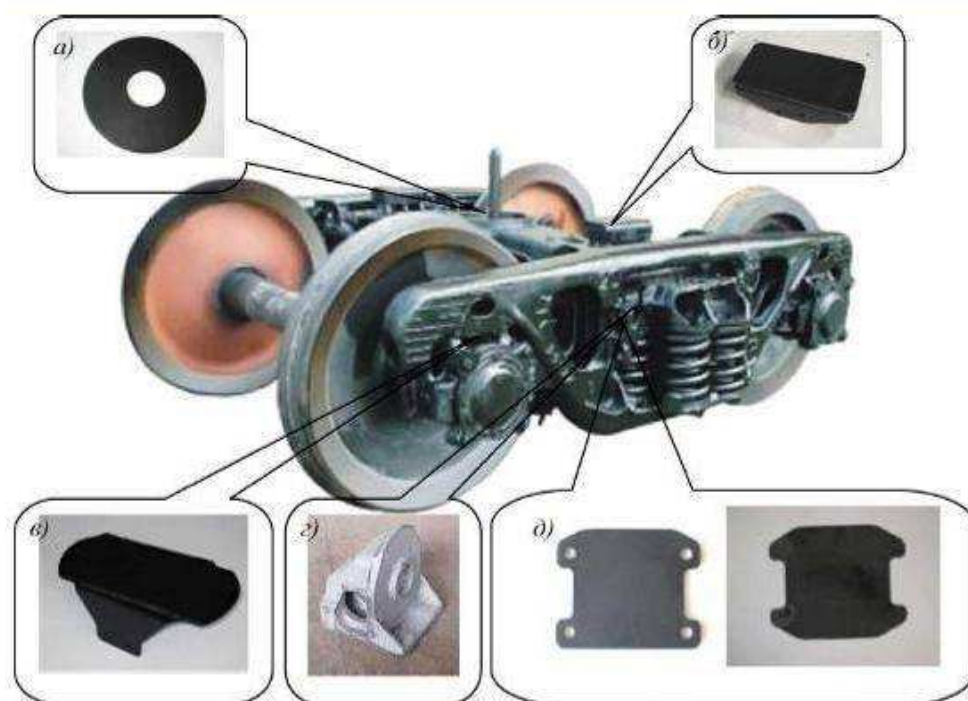


Рис. 1.6 – Тележка модели 18-100М: а) - износостойкий диск; б) - износостойкий колпак скользуна; в) - сменная прокладка; г) - чугунный клин; д) - составная фрикционная планка.

В тележке модели 18-578 (НПК «Уралвагонзавод») реализованы технические решения двух описанных проектов модернизации тележки 18-100. Кроме того, в конструкции тележки пр-ва Уралвагонзавода применены боковая рама усиленной конструкции и рессорный комплект с меньшей жесткостью [99, 100].

В настоящее время несколько заводов СНГ поставили на производство тележки аналогичные моделям 18-578 и 18-100: ЗАО «Промтрактор-Вагон» (модели 18-9770 и 19-9771), ОАО «Вагоностроительная компания Мордовии» (модель 18-9801), ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» (модель 18-7020), ПАО «Азовобщемаш» (модель 18-1750). В данных тележках применяют

улучшенные характеристики рессорного подвешивания, предусматривается возможность установки упругих скользунов постоянного контакта.

Из представленных моделей тележек одно принципиальное отличие имеет конструкция буксового узла тележки 18-7020. В нем применен подшипник кассетного типа, не требующий технического обслуживания, с адаптером вместо буксы.

Однако у всех тележек в ходе эксплуатации выявлена недостаточная надежность боковой рамы. Это связано с тем, что конструкция боковой рамы не соответствует современным требованиям надежности и прочности. Кроме того, конструкция боковой рамы такова, что даже самые незначительные литейные дефекты резко снижают ее усталостную прочность [101, 102]. На рис. 1.7 приведена статистика изломов литых деталей тележки с 1991 по 2013 годы [103].

Поэтому совершенствование конструкций тележек грузовых вагонов является актуальной научно-прикладной задачей для железнодорожного транспорта. Безусловно, недостаточная прочность конструкций литых деталей тележек является не единственной причиной их изломов в эксплуатации. Не менее важной проблемой остается качество крупного вагонного литья [104, 105].

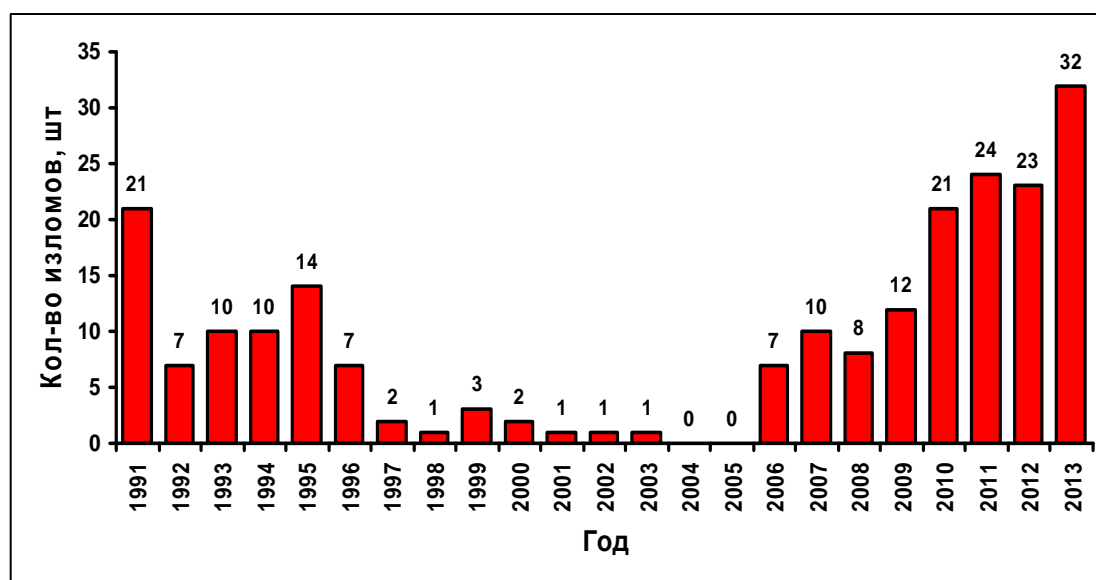


Рис. 1.7 – Количество изломов литых деталей тележек грузовых вагонов за период с 1991 – 2013 гг.

Все это вынуждает инженеров и ученых работать над совершенствованием конструкции боковых рам тележки 18-100 и ее аналогов, повышением ее прочностных характеристик и технологичности.

В целом существующие аналоги тележки 18-100, по мнению специалистов, являются перспективными переходными моделями к тележкам с повышенной осевой нагрузкой [106 - 112], однако их ресурс модернизации практически исчерпан.

Работая над совершенствованием конструкции двухосных грузовых тележек с нагрузкой 23,5 тс/ось, вагоностроители параллельно ведут активную работу по разработке и постановке на производство тележек с осевой нагрузкой 25 тс [113 - 123].

1.3 Основные тенденции улучшения технических параметров ходовых частей грузовых вагонов.

По своему масштабу и уровню проникновения в хозяйственную деятельность государств, пространство колеи 1520 мм может сравниться только с железными дорогами Северной Америки. Поэтому североамериканский опыт создания тележек более предпочтителен, что в свое время и было сделано создателями тележки модели 18-100. По этому же пути идут и многие специалисты в настоящее время.

Одним из первых предприятий на территории СНГ, которое начало вести наиболее активные работы по созданию тележки нового поколения с увеличенной до 25 тс нагрузкой на ось стал Уралвагонзавод [99, 101, 110, 112, 122]. Еще в 2000 году данное предприятие представило на испытания тележку модели 18-194. Данная тележка имеет трехэлементную конструкцию, аналогичную тележке 18-100. ОпираНИЕ боковой рамы новой тележки на ось колесной пары производится через адаптер с полимерной прокладкой.

Центральное рессорное подвешивание выполнено с билинейной характеристикой в вертикальном направлении за счет разной высоты внутренних

и наружных пружин в комплекте. Для совершенствования схемы опирания кузова на тележку разработан упругий скользун постоянного контакта. Особое внимание уделено защите поверхностей подверженных износу в эксплуатации. Внедрили составную износостойкую планку на боковой раме. Износостойкие пластины в буксовом узле и подпятнике, полимерную накладку на наклонной поверхности клина.

В ходе испытаний тележки модели 18-194 были выявлены недостатки. Ходовые качества вагона на опытных тележках в порожнем состоянии и воздействие на путь в грузе оказались хуже, чем у тележки 18-100.

Работы по совершенствованию конструкции узлов тележки 18-194 были продолжены и в 2007 году, на ОАО НПК «Уралвагонзавод» запущена в серийное производство тележка модели 18-194-1 (Рис. 1.8), с улучшенными характеристиками рессорного подвешивания, усовершенствованной конструкцией боковых скользунков, с боковыми рамами и надрессорной балкой с увеличенным коэффициентом усталостной прочности [122].

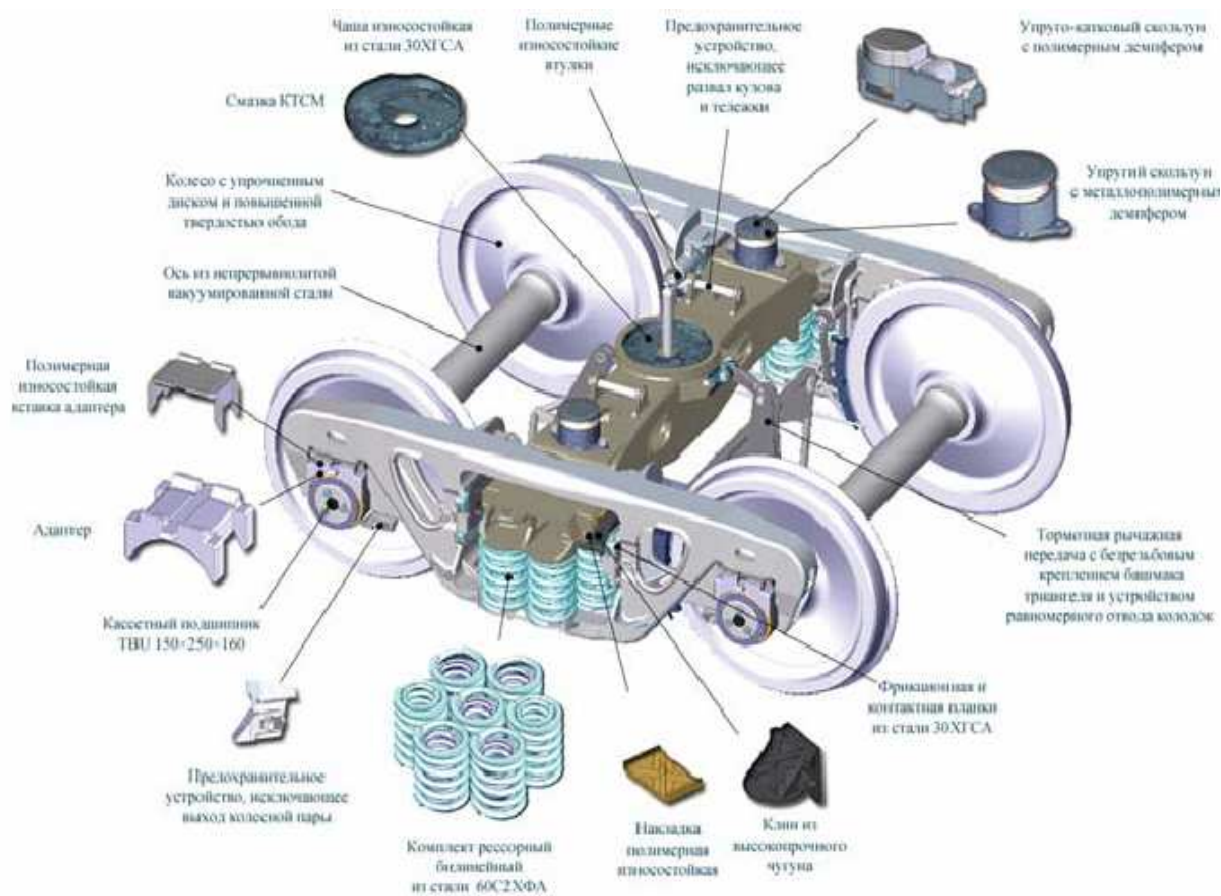


Рис. 1.8 – Тележка модели 18-194-1.

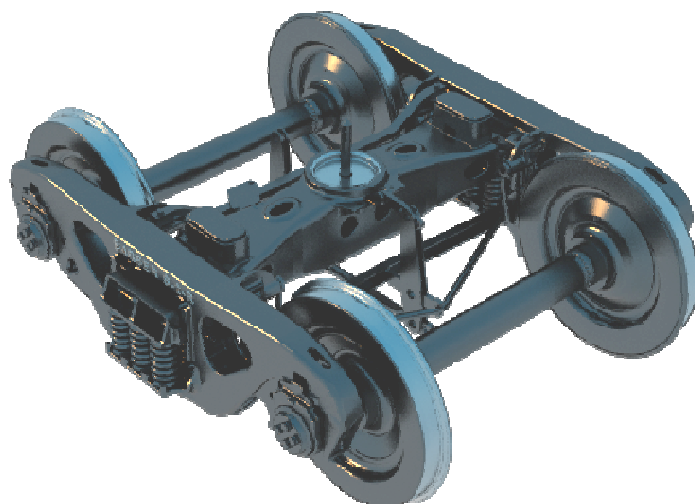
Технические решения принятые в тележке 18-194-1 отражены в патентах [124, 125]

О том, что работы в области создания ходовых частей для железных дорог стран СНГ и Балтии имеют значительно продвинулись вперед, свидетельствуют итоги VII Международной научно-практической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» состоявшейся в Санкт-Петербурге 6-10 июля 2011 г., на которой были представлены несколько новых моделей тележек грузовых вагонов, методики расчетов, технические решения по совершенствованию и контролю качества ходовых качеств грузового подвижного состава [118, 126 – 138].

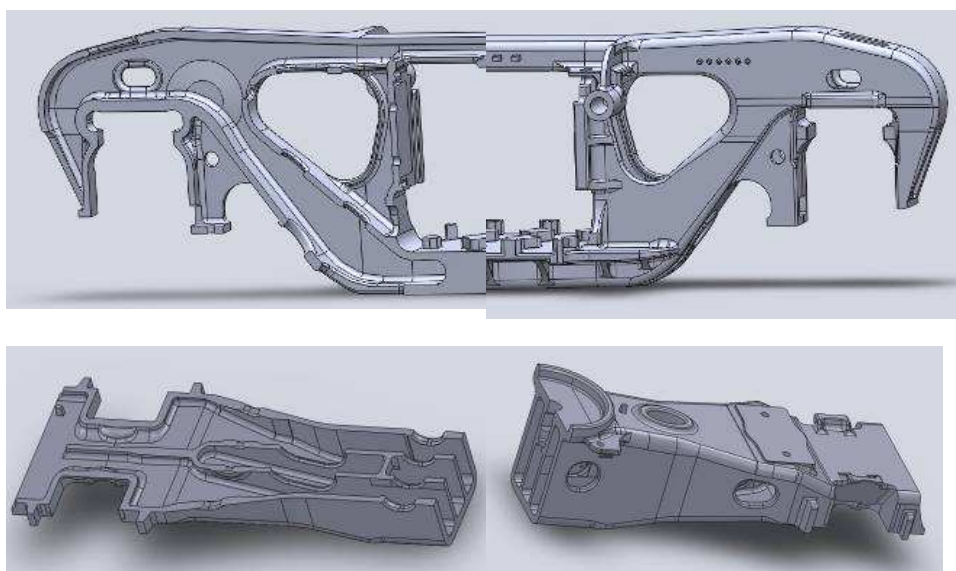
На Тихвинском вагоностроительном заводе (ТВСЗ, г.Тихвин, Россия), запущены в производство сразу две модели трехэлементных тележек (Рис. 1.9, а): модели 18-9810, с нагрузкой 23,5 тс/ось и модели 18-9855, с нагрузкой 25 тс/ось. Тележки разработаны по технологии Barber-S-2 компании Standart Car Truck, их конструкция максимально унифицирована между собой.

Боковые рамы и надрессорная балка новой конструкции с увеличенными показателями статической и усталостной прочности (Рис. 1.9, б). Фрикционный гаситель колебаний (Рис. 1.9, в) представляет собой составную конструкцию с пространственной формой наклонных поверхностей повышающей сопротивление «забеганию» боковых рам тележек. На надрессорной балке устанавливаются скользуны постоянного контакта пружинного типа (Рис. 1.9, г). В отличие от рессорного комплекта аналогов тележки 18-100 состоящего из семи двухрядных пружин, рессорный комплект тележки модели 18-9810 состоит из девяти двухрядных пружин имеющих билинейную характеристику. В буксовом узле устанавливается двухрядный подшипник кассетного типа с адаптером [118, 130, 134]. В настоящее время опытная партия тележек модели 18-9855 в составе полувагонов проходят подконтрольную эксплуатацию на Дальневосточной железной дороге.

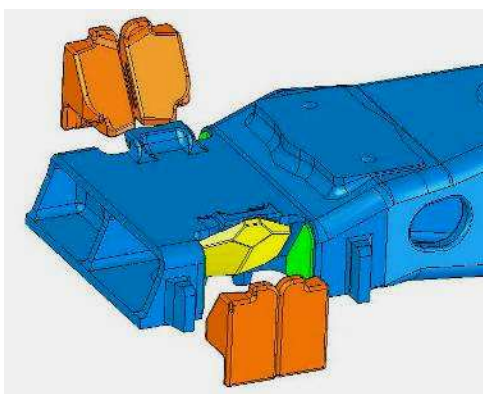
а)



б)



в)



г)

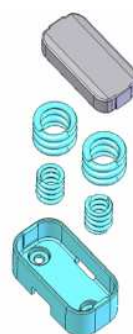


Рис. 1.9 – Тележки моделей 18-9810 и 18-9855: а) - общий вид, б) - боковая рама и надрессорная балка, в) - составной фрикционный клин с пространственной формой наклонной поверхности, г) - упругий скользящий элемент постоянного контакта.

На рис. 1.10 представлено детальное устройство тележек 18-9810 и 19-9855 .

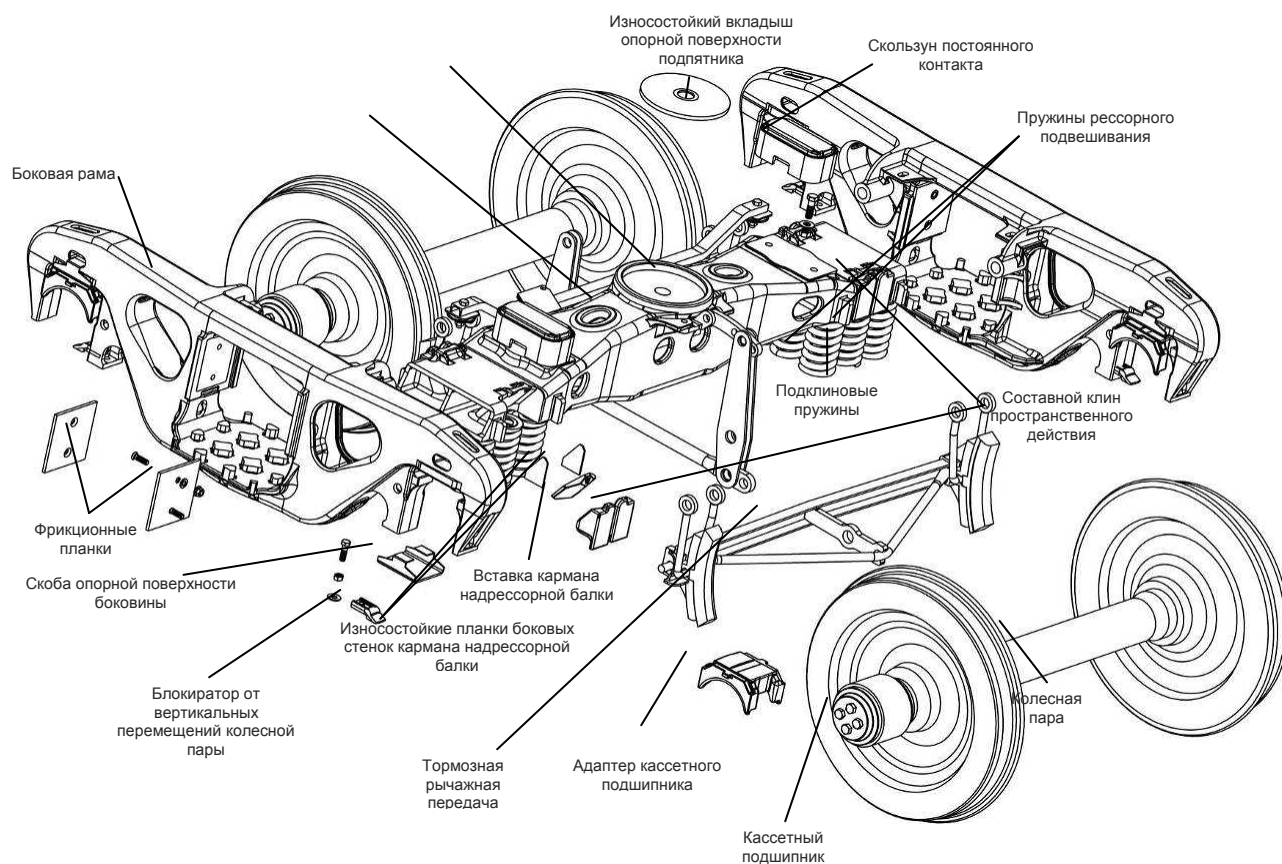


Рис. 1.10 – Детальное устройство тележек 18-9810 и 19-9855 .

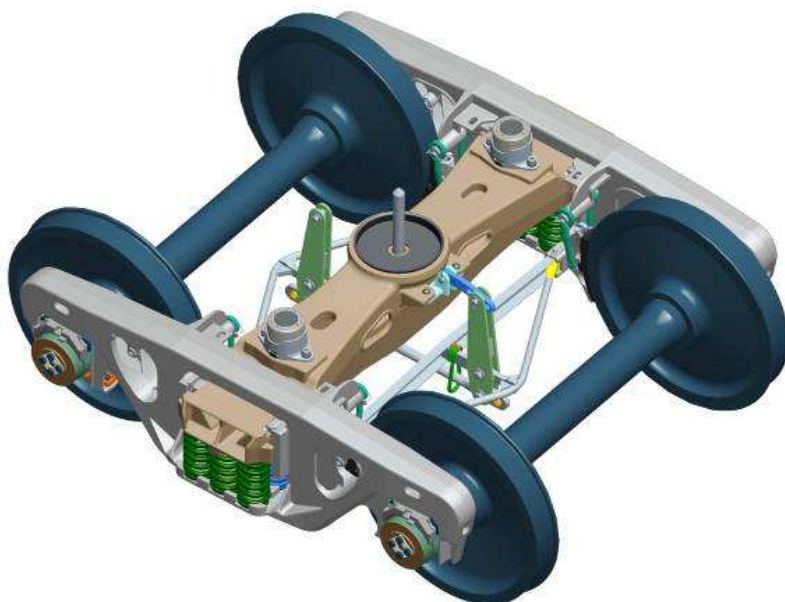
Технические решения принятые в конструкциях тележек моделей 18-9810 и 18-9855 отражены в патенте [139].

ПАО «Дизельный завод» (тележка модели 18-9817) и ЗАО «Промтрактор-Вагон» (тележка модели 18-9836) выпускают одинаковые по конструкции тележки (Рис. 1.11, а), разработанные по технологии Motion Control компании ASF Keyston, Inc (США).

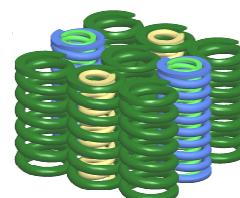
Как и в тележках Тихвинского вагоностроительного завода (Barber-S-2) рессорный комплект с билинейной характеристикой состоит из девяти пружин, но только четыре из них двухрядные (Рис. 1.11, б). Фрикционные клинья изготовленные из износостойкой стали отличаются уменьшенным до $37,5^{\circ}$ углом наклона поверхности контактирующей с надрессорной балкой (Рис. 1.11, в). Между адаптером подшипника и боковой рамой установлена упругая прокладка

Adapter Plus (Рис. 1.11, г) рабочая температура которой составляет от -60°C до $+120^{\circ}\text{C}$. Для улучшения динамических характеристик и условий нагружения, на надрессорную балку установлены съёмные упругие скользяны 4 постоянного контакта Preload Plus 4500 [113 – 117] (Рис. 1.11, д).

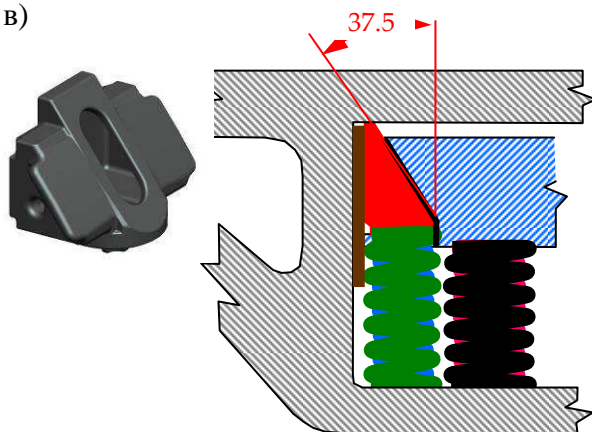
а)



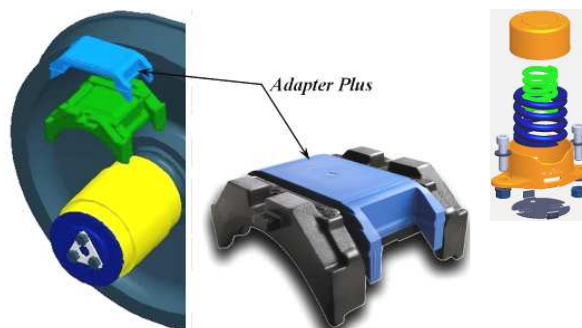
б)



в)



г)



д)



Рис. 1.11 – Тележки моделей 18-9817 и 18-9836: а) - общий вид, б) - рессорный комплект, в) - фрикционный клин, г) - упругая прокладка Adapter Plus, д) - скользяны Preload Plus 4500.

Надрессорная балка 1 (Рис. 1.12) данной тележки изготовлена из стали 20ГЛ, в подпятниковое место 2 установлена износостойкая чаша 3.

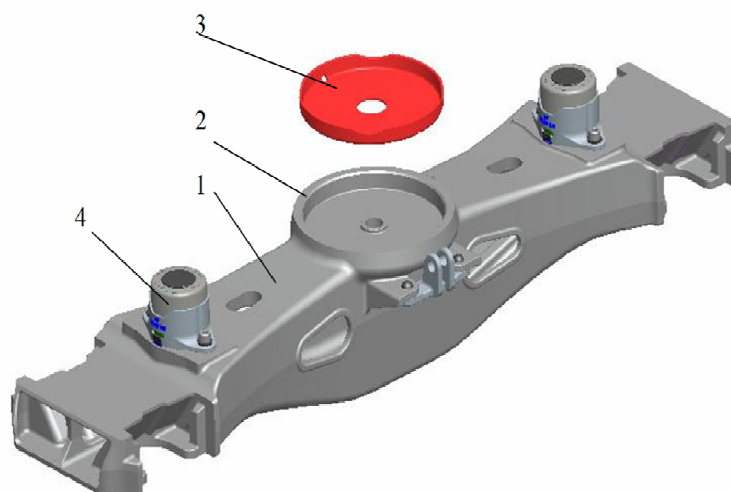
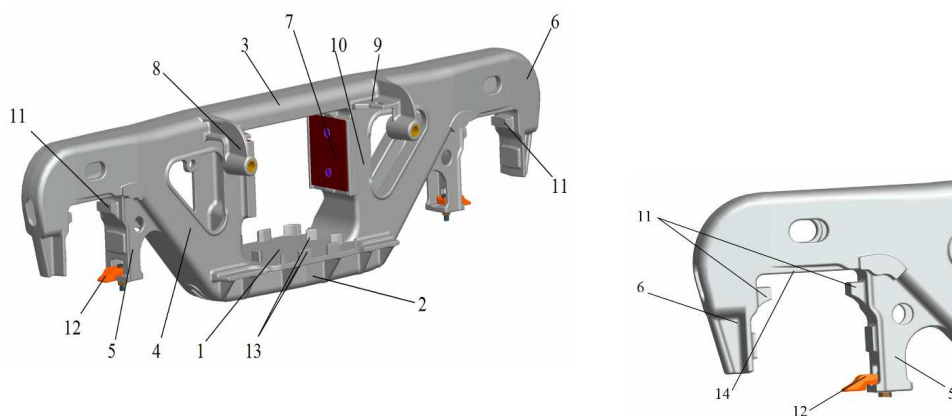


Рис. 1.12 – Надрессорная балка тележек модели 18-9817 и 18-1836.



1 – опорная плита под пружинный комплект; 2 – нижний пояс; 3 – верхний пояс; 4 – наклонный пояс; 5 – внутренняя челюсть буксового проёма; 6 – наружная челюсть буксового проёма; 7 – фрикционная планка (материал У10); 8 – кронштейн подвески триангеля; 9 – полка для крепления балки авторежима; 10 – вертикальные стойки с ограничителями перемещения балки надрессорной; 11 – упорный кронштейн адаптера; 12 – фиксатор подшипника; 13 – ограничители пружин; 14 – опорная площадка для адаптера.

Рис. 1.13 – Боковая рама тележек моделей 18-9817 и 18-9836

Тележки Моушн Контрол успешно эксплуатируется на железных дорогах Украины более 2-х лет.

Технические решения принятые в тележках моделей 18-9817 и 18-9836 отражены в патентах [140 – 145].

Из отечественных разработчиков ходовых частей для грузового подвижного состава следует выделить ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» (КВСЗ, Кременчуг). Специалистами данного завода создана тележка модели 18-7033 (Рис. 1.14). Данная тележка предназначена для установки под грузовыми

магистральными вагонами с нагрузкой от колесной пары на рельс 25 тс, с использованием на железных дорогах Украины, стран СНГ и Балтии с колеи 1520 мм.

Конструкция боковой рамы в данной тележке усилена в основных проблемных зонах: буксовый проем (внутренний и наружный радиусы, челюсть, наклонный пояс, нижний угол рессорного проема и др.). Билинейное рессорное подвешивание тележки, состоящее из двух комплектов (по семь в каждом) двухрядных пружин, повышенной гибкости, позволяет улучшить динамические характеристики вагона в порожнем и груженом состояниях, снизить динамическое воздействие на путь. На осях тележки установлены подшипники кассетного типа, взаимодействующие с буксовыми проемами боковых рам через адаптер с упругими элементами.

На данный момент тележка модели 18-7033 прошла полный комплекс испытаний. На Крюковском вагоностроительном заводе изготовлена установочная партия тележек данной модели, которые проходят опытную эксплуатацию.

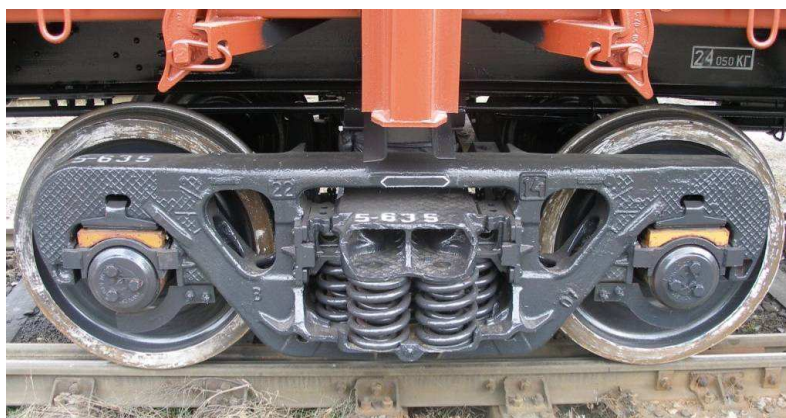


Рис. 1.14 – Тележка модели 18-7033

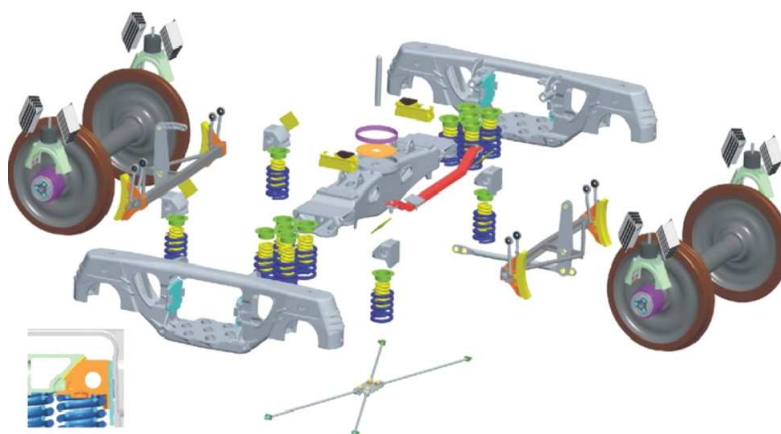
Отдельным конструкторским бюро, ООО «София-Инвест», компании Интер Кар Групп разработана тележка модели 18-4129 (Рис. 1.15, а). В тележке установлены износостойкие элементы, скользуны постоянного контакта или роликовые с зазором (по требованию заказчика), билинейное рессорное подвешивание из двух комплектов по семь двухрядных пружин в каждом,

резинометаллические упругие элементы первичного подвешивания между адаптером кассетного подшипника и опорной поверхностью буксового проема рамы помещены в ниши боковой рамы (Рис. 1.15, б). Буксовые проемы (Рис. 1.15, в) боковых рам 1 опираются на резинометаллические упругие элементы 2, передающие нагрузку от рамы через адаптер 3 на подшипник 4 колесной пары 5. Установленные жесткие диагональные связи боковых рам повышают сопротивление забеганию.

а)



б)



в)

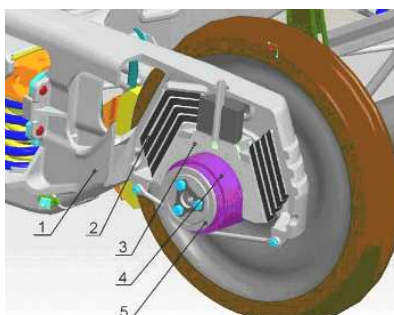


Рис. 1.15 – Тележка модели 18-4129: а) общий вид, б) детальное устройство тележки, в) установка резинометаллических упругих элементов.

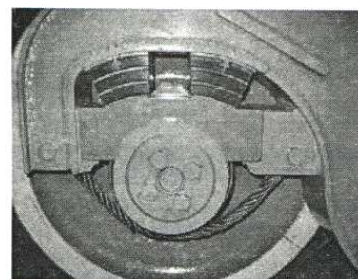
Технические решения принятые в тележке модели 18-4129 отражены в патентах [146 - 150]

ОАО «НВЦ «Вагоны» разработана тележка модели 18-9750 (Рис. 1.16, а). Тележка оборудована полиуретано-металлическими элементами (Рис. 1.16, б) обеспечивающими упругую связь боковых рам с колесными парами. Как и в других тележках с осевой нагрузкой 25 тс рессорное подвешивание имеет билинейную характеристику. Фрикционные клинья пространственного действия (Рис. 1.16, в) с упруго-фрикционными накладками обеспечивают повышение жесткости тележки при забегании боковых рам [151]. По последней информации в опытную эксплуатацию на путях общего пользования данная тележка не поступала.

а)



б)



в)



Рис. 1.16 – Тележка модели 18-9750: а) общий вид, б) полиуретано-металлические элементы в буксовом проеме, в) фрикционные клинья пространственного действия.

Коллективом ВНИКТИ (г. Коломна) разработана тележка модели 26.В.503 (Рис. 1.17, а). В боковых скользящих элементах постоянного контакта в качестве упругого элемента применены полиуретановые элементы с фторопластовыми накладками конической формы (Рис. 1.17, б), помещаемые в углубления (стаканы), выполненные в надрессорной балке. Температурный интервал работоспособности упругих элементов составляет от -60°C до $+110^{\circ}\text{C}$. В буксовом проеме установлен

резинометаллический амортизатор V образной формы (Рис. 1.17, б) с двумя штифтами, предотвращающими его перемещение относительно боковой рамы в продольном и поперечном направлениях. Рессорное подвешивание аналогичное тележке 18-194-1. Клинья фрикционного гасителя колебаний имеют расширенную базу рабочих поверхностей трения с парами трения «полиуретан – сталь» на наклонной поверхности и «чугун сталь» на вертикальной [152]. Тележка прошла процедуру постановки на производство на ЗАО «Промтрактор-Вагон» где ей был присвоен номер модели 18-9800.

а)



б)



в)

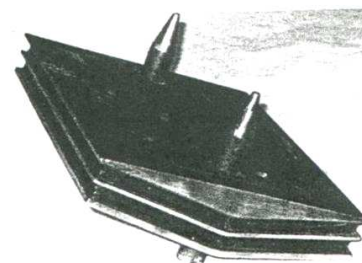


Рис. 1.17 – Тележка модели 26.V.503 (18-9800): а) общий вид, б) буксовый амортизатор, в) полиуретановые элементы упругого скользуна.

Технические решения, принятые в конструкции тележки модели 18-9800, отражены в патентах [153 - 155]

В таблице 1.2 представлены основные технические параметры тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм с осевой нагрузкой 25 тс.

Таблица 1.2

Технические параметры тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм с осевой нагрузкой 25 тс

| Наименование параметра (характеристики) | Значение параметра | | | | | | |
|---|--------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------|---------|---------|
| | 18-9800 | 18-9836 | 18-9855 | 18-194-1 | 18-7033 | 18-9750 | 18-4129 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Масса тележки, кг | 5300 | 4658 | 4920 | 4877 | 5000 | - | |
| Конструкционная скорость, км/ч | 120 | | | | | | |
| База тележки, мм | 1850 | | | | | | |
| Расстояние от УГР до плоскости подпятника в свободном состоянии, мм | 813 | 813 ⁺²¹ ₋₁₈ | 830 ⁺¹³ ₋₁₈ | 818 ⁺¹² ₋₂₁ | 813 | - | |
| Масса тары вагона, т | 24 | 25 | 24 | 24,5 | 24,5 | | |
| Полный статический прогиб рессорного подвешивания под массой тары кузова вагона | 21 | 44 | 41 | 19,6 | - | | |
| Расчетный статический прогиб подвешивания под массой тары кузова вагона, мм | 14 | - | 32 | 19,6 | - | | |
| Полный статический прогиб под массой брутто кузова вагона, мм | 75,5 | 89 | 90 | 73,4 | - | | |
| Расчетный статический прогиб под массой брутто кузова вагона, мм | 63 | - | 51 | 59,8 | 55 | | |

Из рассмотренных вариантов новых конструкций тележек грузовых вагонов можно выделить несколько направлений работ, направленных на повышение прочности и надежности конструкций ходовых частей вагонов [156, 157]:

а) внесение конструктивных изменений направленных на повышение прочности и надежности конструкции элементов боковой рамы и надрессорной балки, повышение технологичности изделия, снижающей риск образования литейных дефектов.

б) применение конструктивных решений, направленных на снижение уровня динамических нагрузок на элементы рамы тележек (улучшение характеристик рессорного подвешивания, введение упругой связи между колесными парами и рамой тележки, применение упругих скользунов постоянного контакта, применение жестких диагональных связей боковых рам, установка подшипников кассетного типа), уменьшение износа контактных поверхностей, увеличение межремонтного пробега.

в) применение современных технологий литейного производства, направленных на повышение производительности и снижение человеческого фактора при выполнении технологических операций и контроле качества готовых изделий.

Безусловно, совершенствование конструкций тележек для железнодорожных вагонов стран, охватываемых пространством колеи 1520 мм, необходимо выполнять, опираясь не только на отечественный, но и на зарубежный опыт. Однако принимаемые конструктивные решения необходимо оценивать также с точки зрения ремонтпригодности и взаимозаменяемости, климатических условий эксплуатации, возможности организации массового производства, экономических возможностей собственников вагонного парка. Необходимо также учитывать важность железных дорог для экономики стран СНГ и рассматривать данный вопрос с точки зрения экономической безопасности (зависимости производителей подвижного состава от импорта комплектующих из стран дальнего зарубежья). Очень важно иметь отечественные разработки в этой области, по возможности избегать закупок за рубежом готовых изделий и

организации лицензионного производства, добиваться большей локализации производства на отечественных предприятиях.

Без повышения осевой нагрузки тележек затруднительно решение такой важной для национальных экономик стран СНГ задачи, как увеличение весовой нормы грузовых поездов и повышения пропускной способности железных дорог при существующей длине станционных путей.

Последние десять лет научные, конструкторские и производственные организации, имеющие отношение к отрасли грузового вагоностроения, активно совершенствовали конструкции существующих ходовых частей грузовых вагонов и разрабатывали новые, с увеличенной осевой нагрузкой (Рис. 1.18) [138]. Это привело к появлению большого количества новых конструкций ходовых частей грузовых вагонов, что имеет свои плюсы и минусы. Безусловно, возросшая конкуренция работает на повышение технического уровня изделий, но одновременно возникает проблема технического обслуживания, ввиду того, что большая часть деталей разных моделей тележек не унифицирована между собой [158].

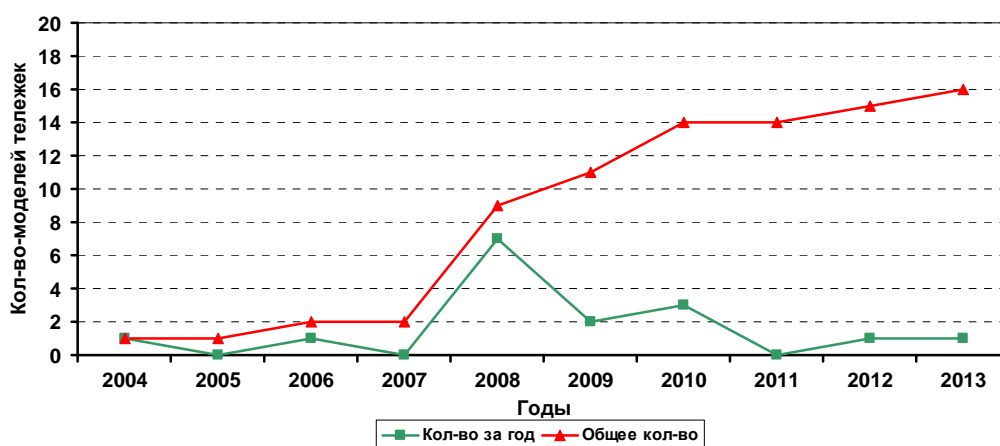


Рис. 1.18 – Динамика роста количества моделей грузовых тележек для путей общего пользования.

Как следствие, на пути обеспечения требуемых межремонтных пробегов вагонов возникает сложность или даже невозможность различения моделей тележек между собой, их отдельных элементов между подобными, обеспечения ремонта узлов и деталей тележек по тем требованиям, которые бы обеспечивали

необходимые характеристики тележки в сборе и вагона в целом (Рис. 1.19). Это ведет к увеличению расходов в эксплуатации, что отрицательно отражается на стоимости перевозок. Уже сейчас на железных дорогах СНГ эксплуатируется более 30 моделей тележек [159], большинство из которых имеют свои принципиальные конструктивные особенности и технические характеристики, нарушение которых может отрицательно отразиться на безопасности движения.

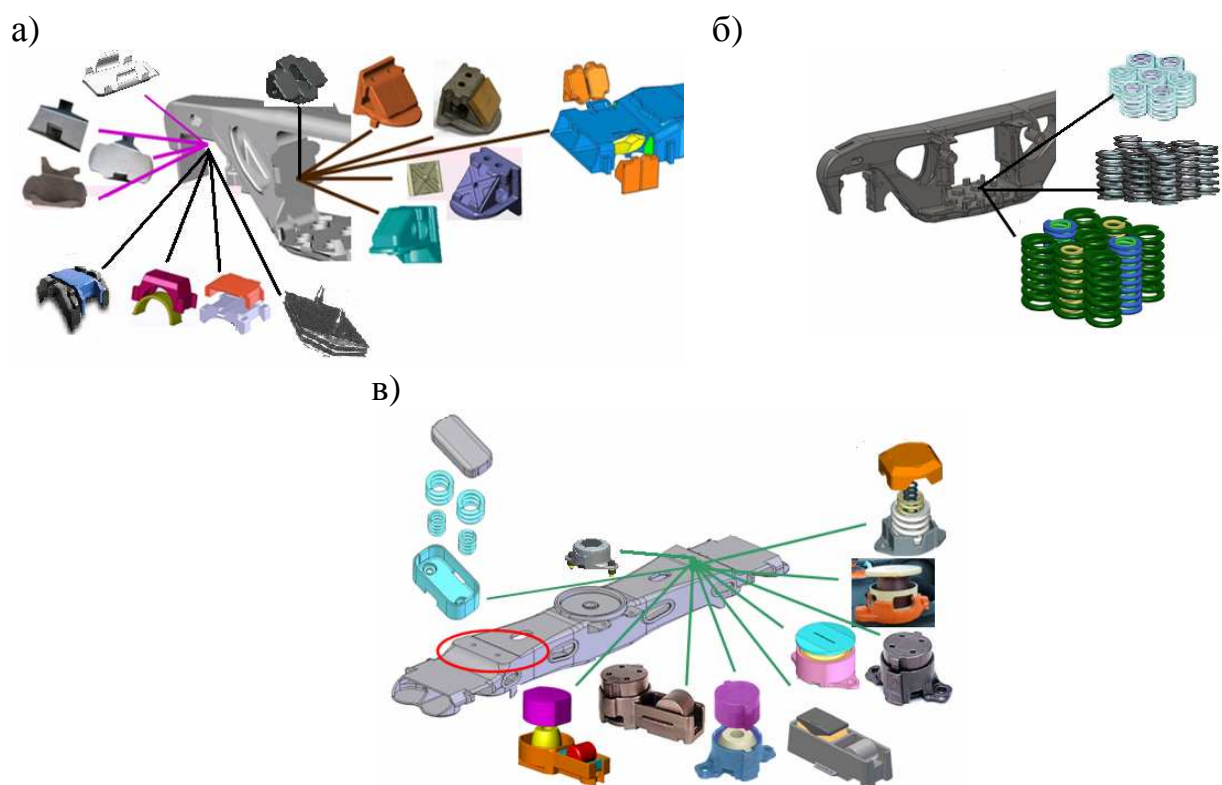


Рис. 1.19 – Комплектация грузовых тележек: а) клинья, адаптеры и износостойкие скобы, б) пружинные комплекты рессорного подвешивания, в) боковые скользунны постоянного контакта.

Кроме того, сейчас ведутся работы по созданию грузового подвижного состава с увеличенной осевой нагрузкой до 27 тс и 30 тс [47]. Все это говорит о том, что модельный ряд тележек может расширяться, следовательно проблема комплектации ходовых частей грузовых вагонов будет усугубляться.

Тем не менее, большого спроса со стороны перевозчиков на подвижной состав с повышенной осевой нагрузкой в данный момент не наблюдается. Одной из причин сложившейся ситуации может являться отсутствие технологической базы по обслуживанию новых ходовых частей на сети железных дорог СНГ и

отсутствие запасных комплектующих. Однако увеличение пропускной способности железных дорог за счет увеличения осевой нагрузки грузовых вагонов является вопросом времени.

При успешном освоении производства грузовых тележек с увеличенной осевой нагрузкой и сохранении высокого спроса на подвижной состав с осевой нагрузкой 23,5 тс неизбежно возникает проблема разделения поточных линий производства, постоянной переналадки производственного и ремонтного оборудования, увеличения затрат на его приобретение и содержание. С учетом обширной географии пространства железных дорог колеи 1520 мм, не менее важной проблемой является ремонтпригодность и взаимозаменяемость деталей и узлов тележек грузовых вагонов.

Решением данных проблем может послужить разработка и широкое освоение серийного производства унифицированных деталей тележек с разной осевой нагрузкой, с возможностью использования их в конструкции тележек старого и нового образца. Это даст возможность предприятиям-изготовителям меньше зависеть от конъюнктуры рынка. Одновременно удовлетворять потребности вагоностроительных и вагоноремонтных предприятий в комплектующих для ходовых частей вагонов как новой конструкции (с осевой нагрузкой 25 тс), так и вагонов с осевой нагрузкой 23,5 тс, серийное производство которых продолжается, а следовательно, учитывая сроки их эксплуатации (более 32 лет), потребность в запасных комплектующих для их ходовых частей может сохраниться на протяжении 40-50 лет. Так же появляется возможность сократить расходы на содержание производственного и ремонтного оборудования, обеспечить ремонтпригодность и взаимозаменяемость деталей и узлов, что в свою очередь может сократить время ремонта и простоя вагонов по причине отсутствия необходимых запасных частей. Но при этом необходимо естественно обеспечить постановку запасных частей строго в соответствии с осевой нагрузкой или с запасом, но не наоборот [160].

За последнее время предприятиями, инженерными и научными организациями, работающими над созданием тележек нового поколения,

проделан огромный объем работ по совершенствованию конструкций. В условиях конкуренции совершенствуются конструкции тележек, технологии их производства, появляются новые технические и технологические решения. Опыт эксплуатации тележки модели 18-100 показывает, что ходовая часть вагонов совершенствуется на протяжении всего своего жизненного цикла, повышение требований безопасности к железнодорожному транспорту заставляет проектировщиков постоянно совершенствовать свои изделия, а растущая конкуренция на ранке стран СНГ, показывает, насколько важно для крупных отечественных вагоностроительных предприятий, иметь собственные разработки и производство тележек грузовых вагонов отвечающих самым последним требованиям надежности и безопасности, что дает возможность проводить независимую политику в области ценообразования на свою продукцию.

Таким образом, подтверждена актуальность научно-прикладной задачи по совершенствованию ходовых частей грузовых вагонов. Рассмотрены основные конструкции двухосных тележек грузовых вагонов с осевой нагрузкой 23,5 и 25 тс. Определены тенденции в совершенствовании отдельных узлов тележек в целом для улучшения прочностных и динамических качеств грузовых вагонов, снижения эксплуатационных затрат, а так же для существенного увеличения межремонтного пробега.

1.4 Пути совершенствования конструкции литых деталей тележек грузовых вагонов.

Анализ прочности базовой конструкции боковой рамы в узлах подверженных наиболее частым изломам показал, что она не соответствует требованиям прочности [101].

Перед решением проблемы прочности и надежности боковой рамы был проведен анализ конструктивных особенностей опасных зон базовой модели (Рис. 1.20 а).

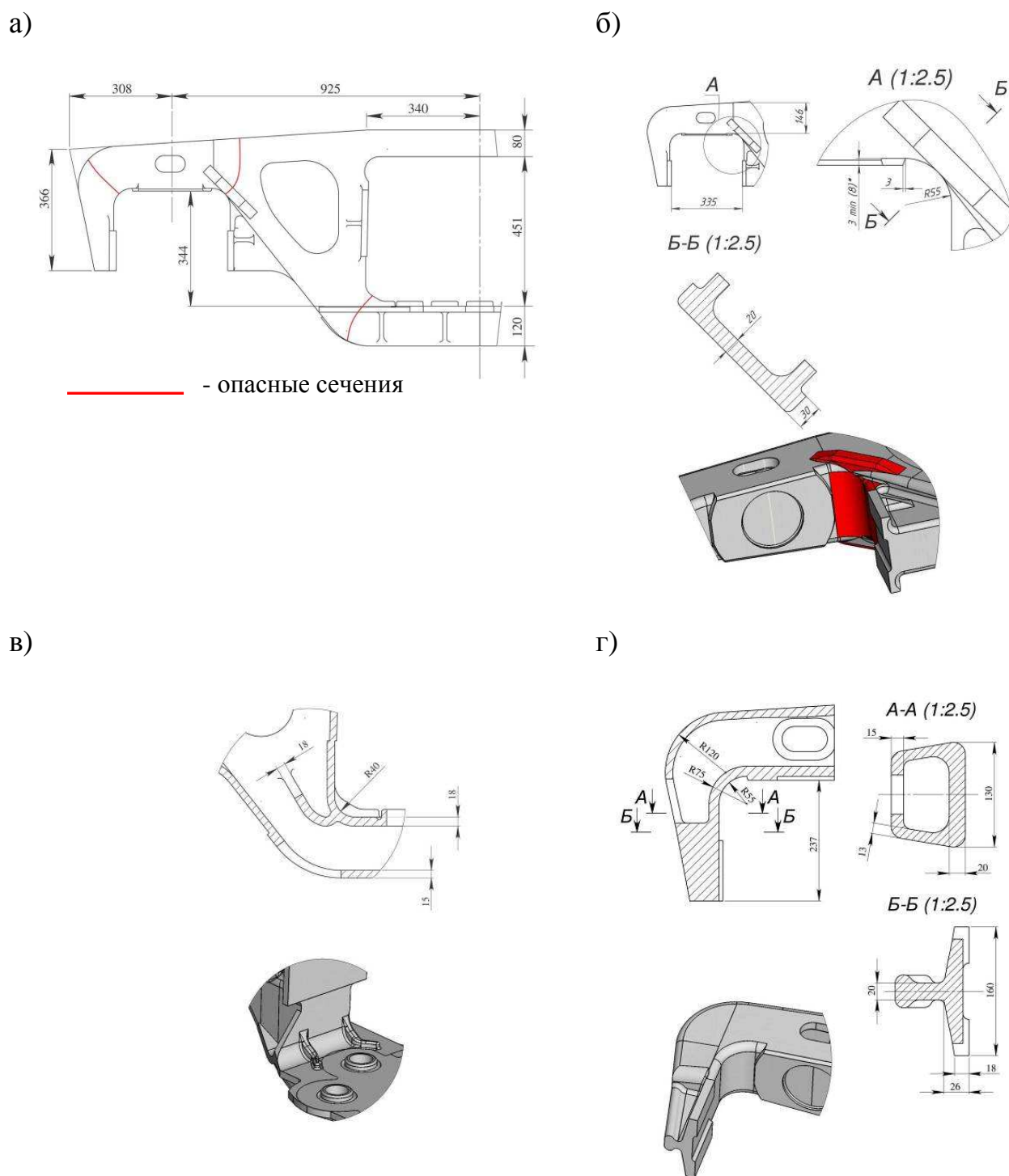


Рис. 1.20 – Боковая рама базовой конструкции: а) общий вид; б) конструкция внутреннего угла буксового проема; в) конструкция нижнего угла рессорного проема; г) конструкция наружного угла буксового проема.

Внутренний угол буксового проема (Рис. 1.20 б) имеет скругление радиусом 55 мм. С двух сторон усилен ребрами, имеющими наклон к горизонтальной

плоскости 45° , толщиной 30 мм и длиной 200 мм. Толщина стенки в плоскости сечения, проходящей через центр радиуса составляет 25 мм. В вертикальной плоскости в районе радиуса 55 сечение рамы имеет коробчатую форму. Высота сечения составляет 146 мм. На участке от внутреннего до внешнего угла буксового проема происходит сужение коробчатого сечения со 165 мм до 130 мм. Опорная площадка буксы в углах буксового проема образует ступеньку высотой 3 мм.

В нижнем углу рессорного проема (Рис. 1.20 в) радиус перехода горизонтальной стенки в вертикальную составляет 40 мм. Нижний пояс боковины коробчатого сечения. Толщина верхней стенки составляет 18 мм, нижней 15 мм. Во внутренней части боковины имеется ребро изогнутой формы, толщиной 18 мм, направленное от радиуса 40 мм в сторону технологического окна.

Внутренние стенки внешнего угла буксового проема (Рис. 1.20 г) имеют радиус скругления 55 мм. Поперечное сечение радиуса коробчатой формы с переходом ширины со 130 до 100 мм. Толщина вертикальных стенок составляет 13 мм, внешняя горизонтальная стенка 15 мм, внутренняя 20 мм. Сечение так называемого «клыка» имеет рельсовую форму.

В настоящее время выпускаются боковые рамы, в основе которых лежит конструкция базовой модели, в проблемные узлы которых внесены конструктивные изменения.

Были рассмотрены два варианта конструкции (Рисунки 1.21 а и 1.22 а). В варианте № 1 в конструкции внутреннего угла буксового проема (Рис. 1.21, б) отсутствуют усиливающие ребра, при этом толщина стенки увеличена до 26 мм. Высота коробчатого сечения в вертикальной плоскости в районе радиуса 55 мм увеличена до 176 мм. В варианте №2 (Рис. 1.22 б) толщина усиливающего ребра увеличена до 35 мм и имеет Г-образную форму. Толщина стенки увеличена до 22 мм. Высота сечения в районе радиуса 55 мм увеличена до 185 мм. Уменьшена толщина опорной площадки до 2 мм.

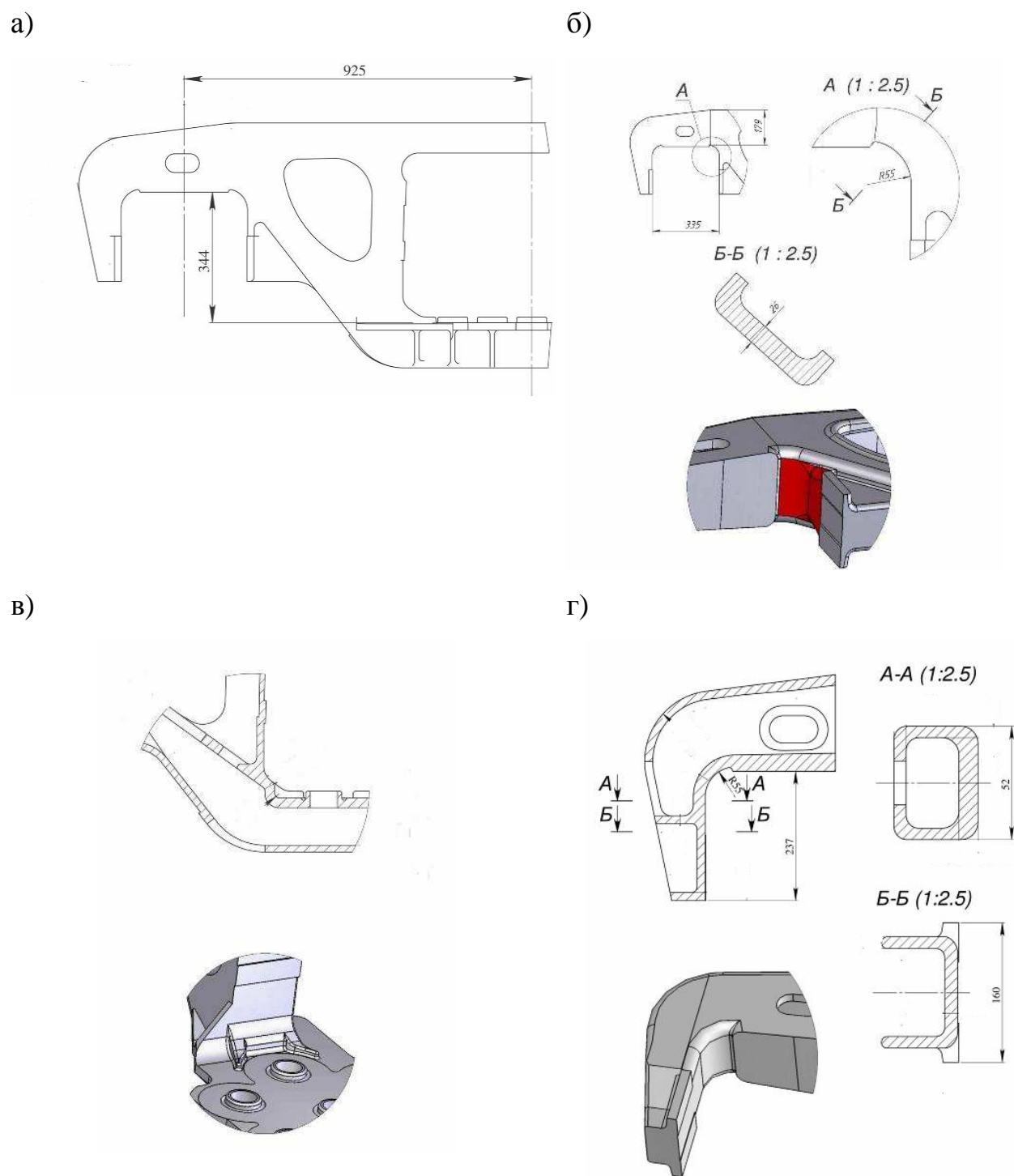


Рис. 1.21 – Боковая рама, усиленная по варианту 1:

а) общий вид; б) конструкция внутреннего угла буксового проема; в) конструкция нижнего угла рессорного проема; г) конструкция наружного угла буксового проема.

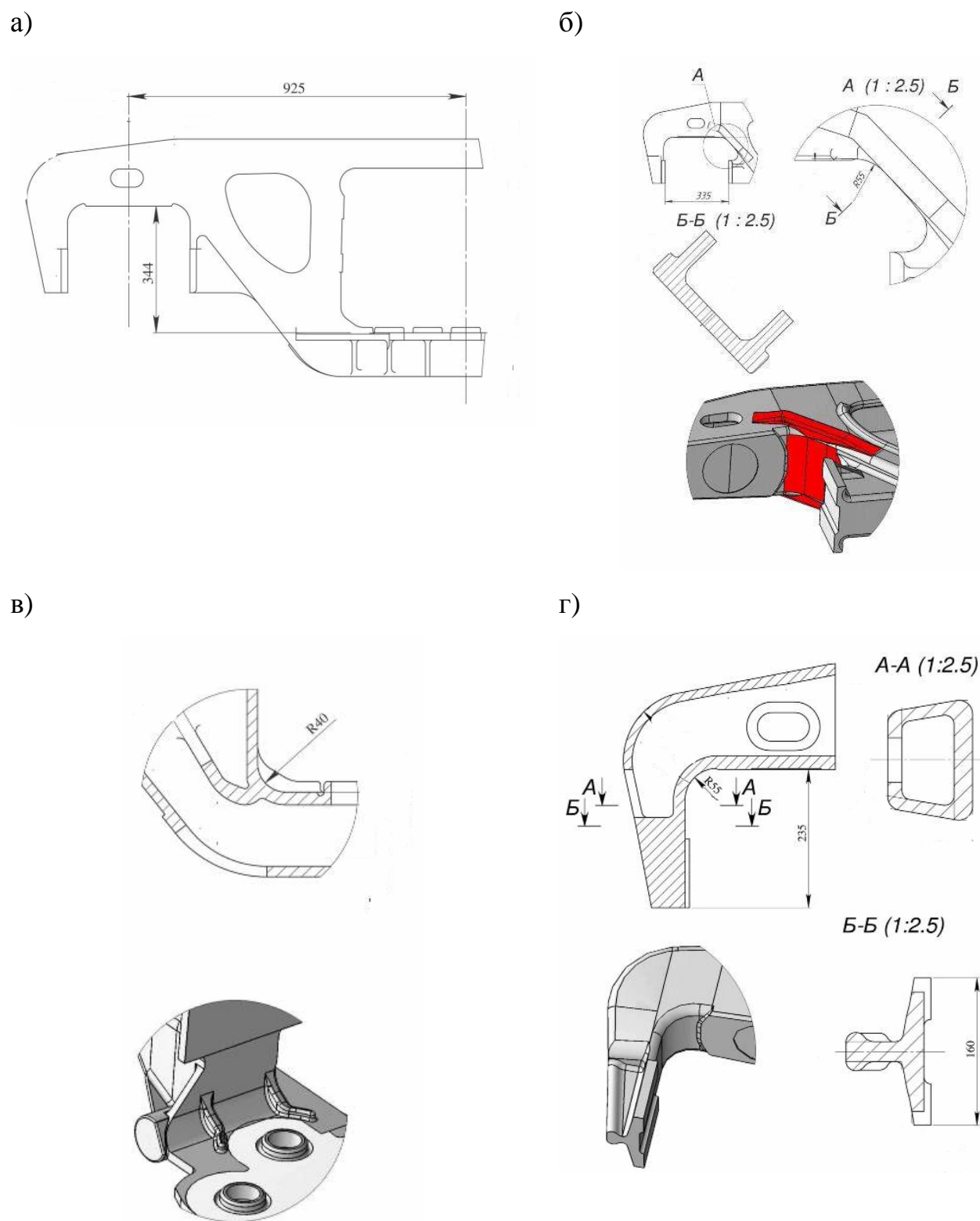


Рис. 1.22 – Боковая рама, усиленная по варианту 2:

- а) общий вид; б) конструкция внутреннего угла буксового проема;
 в) конструкция нижнего угла рессорного проема; г) конструкция наружного угла буксового проема.

В нижнем углу рессорного проема варианта конструкции № 1 (Рис. 1.21, в) толщина верхней стенки нижнего пояса увеличена до 22 мм, Толщина внутреннего ребра так же увеличена до 22 мм, и в отличие от базовой модели ребро имеет прямолинейную форму. В варианте №2 (Рис. 1.22, в) конструкция данного узла аналогична базовой модели.

Конструкция внешнего угла буксового проема и торцевой части боковой рамы в варианте №1 изменена (Рис. 1.21, г). Коробчатое сечение в районе радиуса 55 имеет постоянную ширину 130 мм, при этом толщина внешней стенки уменьшена до 14 мм, а внутренняя увеличена до 22 мм. Сечение «клыка» имеет швеллерную форму с изогнутыми ребрами толщиной 15мм. Конструкция варианта № 2 аналогична базовой (Рис. 1.22, г) за исключением увеличенной до 22 мм толщины внутренней стенки.

Как и боковые рамы, надрессорные балки тележек перспективных конструкций представляют собой литую из стали конструкцию.

Не смотря на то, что проблема изломов надрессорных балок по сравнению с боковыми рамами не стоит так остро, там не менее надрессорные балки для тележек нового поколения с увеличенной осевой нагрузкой представляют собой усиленные конструкции с увеличенной толщиной основных конструктивных элементов (верхний и нижний пояса, вертикальные стенки, внутренние ребра, бурты технологических окон). На всех конструкциях надрессорных балок тележек нового поколения применена схема с частичным опиранием кузова - через пятник и упругие скользуны постоянного контакта, что не только улучшает динамику вагона в целом, но и уменьшает изгибающий момент в среднем сечении балки. Схема передачи нагрузки от надрессорной балки на боковые рамы по сравнению с тележками предыдущего поколения принципиально не изменилась и производится через комплекты центрального рессорного подвешивания.

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 1

1. В результате анализа текущего состояния парка грузовых вагонов и ситуации с отказами элементов тележек в эксплуатации, которые приводят к нарушению безопасности движения в виде аварий и крушений вследствие поломки литых деталей тележек, а также с учетом требований по повышению конкурентоспособности железнодорожного транспорта обоснована техническая и экономическая целесообразность увеличения осевой нагрузки с целью повышения провозной и пропускной способности железных дорог стран СНГ, Балтии и Грузии, а также совершенствования прочностных характеристик литых деталей ходовых частей грузовых вагонов для повышения безопасности движения.

2. Обоснована актуальность темы диссертационной работы, связанной с усовершенствованием конструкции тележек грузовых вагонов, так как требования к подвижному составу и условия его эксплуатации изменяются в сторону увеличения нагрузок и режимов.

3. На основании проведенного обзора конструкций тележек грузовых вагонов, а также по результатам патентного поиска определены основные тенденции развития конструкций трехэлементных тележек грузовых вагонов для железных дорог колеи 1520 мм, направленные на увеличение осевых нагрузок, снижение износа трущихся деталей, улучшение динамических качеств грузовых вагонов, снижение эксплуатационных затрат за счет увеличения межремонтного пробега.

4. Подтверждена необходимость выполнения отечественных разработок в области создания и модернизации тележек грузовых вагонов для обеспечения конкурентоспособности и экономической безопасности украинских предприятий вагоностроительной отрасли и страны в целом.

5. Унификация по монтажным размерам деталей и узлов вагонов нового и предыдущего поколений определена как одно из перспективных направлений совершенствования грузового подвижного состава железных дорог.

РАЗДЕЛ 2

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ
КОНСТРУКЦИИ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ

2.1 Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной тележки

Выполнив анализ прочности и надежности предлагаемых вариантов усиления узлов боковой рамы, при участии автора разработана боковая рама, конструкция которой усилена в узлах, подверженных изломам в эксплуатации (рис. 2.1, а). В данной боковой раме получили дальнейшее развитие конструкторские решения, направленные на повышение эксплуатационной надежности двухосных тележек грузовых вагонов и реализованные в рассмотренных вариантах усиления (Раздел 1). Одним из главных принципов, которым руководствовался коллектив ученых и конструкторов при создании данной боковой рамы, это унификация ее конструкции с тележкой модели 18-100.

В зоне внутреннего угла буксового проема (рис. 2.1, б) усиливающие ребра уменьшенной толщины расположены вдоль радиуса. Увеличена толщина стенки в плоскости сечения проходящей через центр радиуса увеличена. Так же уменьшена толщина опорной площадки буксы.

В нижнем углу рессорного проема (рис. 2.1, в) увеличен радиус перехода горизонтальной стенки в вертикальную.. Данный узел дополнительно усилен ребрами, расположенными в коробчатом сечении нижнего пояса, толщины верхней и нижней стенки которого также увеличены.

Конструкция внешнего угла буксового проема (рис. 2.1, г) от базовой конструкции отличается увеличенной толщиной внутренней стенки. Сечение «клыка» швеллерной формы с прямыми ребрами толщиной 20 мм.

Конструкция данной боковой рамы проектировалась с учетом использования ее в тележке с увеличенной до 25 тс осевой нагрузкой.

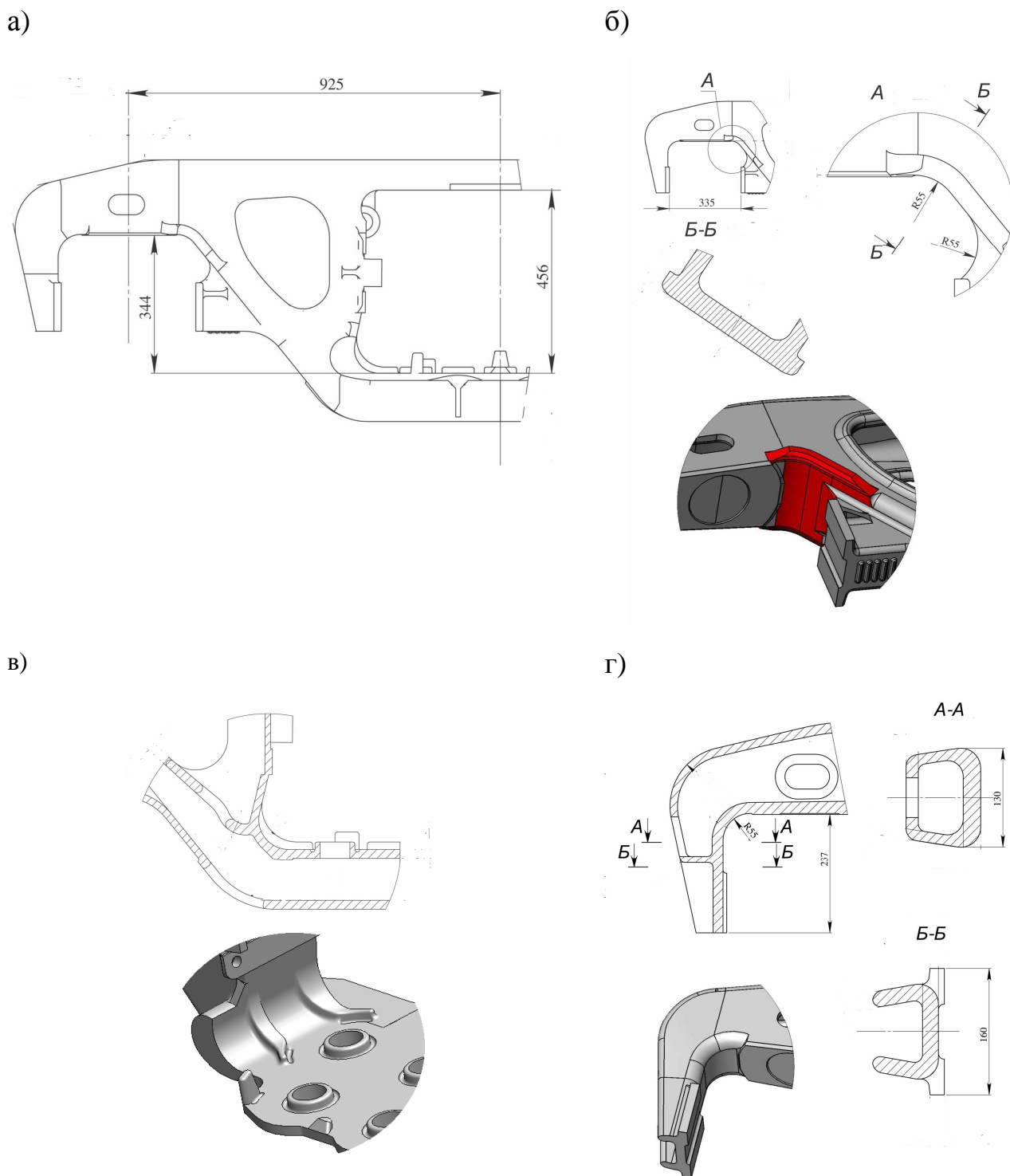


Рис. 2.1 – Конструкция унифицированной боковой рамы:

- а) общий вид; б) конструкция внутреннего угла буксового проема;
 в) конструкция нижнего угла рессорного проема; г) конструкция наружного угла буксового проема.

При создании конструкции надрессорной балки для тележки с увеличенной осевой нагрузкой (рис. 2.2) нижний пояс усилен дополнительными ребрами

жесткости *1*, технологические окна по периметру усилены буртом *2*. Основания расположенных в зоне перехода нижнего пояса в опорную поверхность рессорного комплекта ограничители пружин *3* совмещены с вертикальными стенками. Кроме того, на надрессорной балке предусмотрены площадки *4* для установки боковых скользунов постоянного контакта, которые не только улучшают динамические качества вагона, но и изменяют схему взаимодействия кузова и рамы тележки. При этом уменьшается изгибающий момент в среднем сечении надрессорной балки. Контактные поверхности *5* надрессорной балки предусматривают установку фрикционных клиньев с пространственной формой поверхностей трения.

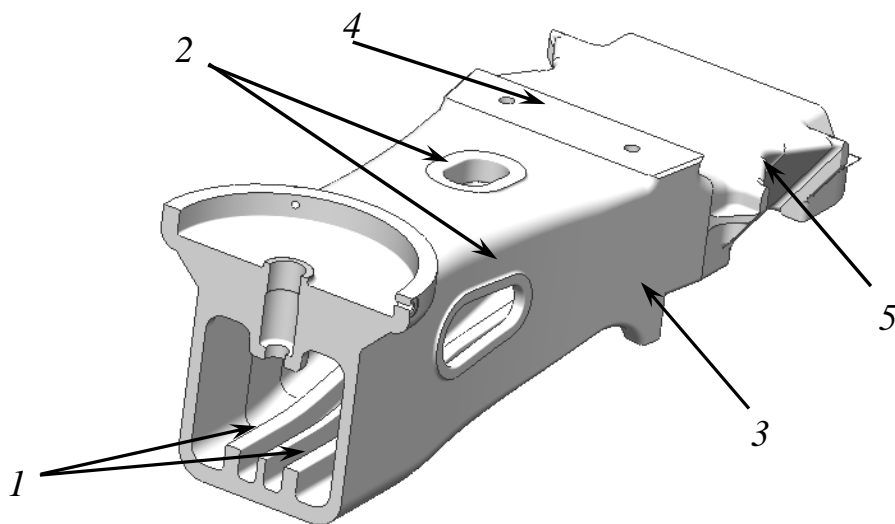


Рис. 2.2 – Конструкция надрессорной балки для тележки с увеличенной осевой нагрузкой

2.2 Общие положения расчета на прочность элементов двухосной тележки грузовых вагонов

Надрессорная балка и боковая рама тележки грузового вагона являются деталями, надежность которых обуславливает безопасность движения подвижного состава. Обеспечение долговечности работы этих деталей при заданном уровне надежности требует точного знания напряженного состояния в опасных зонах при существующих условиях эксплуатации, а так же с учетом увеличения осевых нагрузок.

Расчет производится по допускаемым напряжениям и коэффициенту запаса сопротивления усталости. Для получения более точных расчетов используется метод конечных элементов (МКЭ).

МКЭ – один из наиболее распространенных в настоящее время численных методов решения дифференциальных уравнений используемых в прочностных инженерных расчетах. Возникновение этого метода неразрывно связано с развитием исследований по освоению космоса и нашло свое воплощение в трудах известных американских ученых Тарнара, Клафа и др.

Теоретические аспекты МКЭ в области расчета сложных систем рассматриваются в работах О.К. Зенкевича [161 - 163], Л.А. Розина [164 - 169], Н.Н. Шапошникова [170, 171] и др. [172 - 174].

Метод конечных элементов считается одним из наиболее эффективных численных методов исследования прочности машиностроительных конструкций на стадии проектирования, дающий возможность достаточно точно оценить и оптимизировать конструкцию.

МКЭ основан на мысленном представлении сплошного тела в виде совокупных отдельных конечных элементов, взаимодействующих между собой в конечном числе узловых точек. В этих точках прикладываются некоторые фиктивные усилия взаимодействия, характеризующие действие распределительных внутренних напряжений, приложенных вдоль реальных граней стыковки смежных элементов. Если такая идеализация исходного упругого тела (конструкции) возможна, то проблема сводится к расчету упругой системы с конечным числом степеней свободы. Замена исходной информации совокупностью дискретных элементов подразумевает равенство энергий конструкции и ее дискретной модели.

Характер взаимодействия между конечными элементами выбирается таким, чтобы уменьшение размеров конечного элемента привело к получению решения, стремящегося к точному.

В последние годы разработан, а также интенсивно создается и совершенствуется целый ряд мощных вычислительных программных комплексов для решения больших классов задач механики деформируемых систем

численными методами на современных компьютерах. К таким программным комплексам относятся ANSYS, Nustran, Abacus, Catia и др.

Эти программные комплексы, наряду с универсальностью, обладают сервисом - весьма удобны для пользования как при построении решений, так и при наглядном анализе полученных результатов. От расчетчика-пользователя программными комплексами, занимающегося оценкой НДС исследуемого объекта, не требуется детального знания всех математических, вычислительных и компьютерных нюансов. Однако ему необходимо иметь представление о том, как математически формулируются задачи, и что представляет собой численные методы и их решения. Без этого трудно рационально выбрать расчетную схему и правильно оценить достоверность окончательных результатов.

Современная вычислительная техника позволяет выполнять анализ НДС объемных деталей сложной геометрической формы, к каким относятся литые детали тележек грузовых вагонов. При этом большое значение имеет правильный выбор расчетной схемы. От того, насколько расчетная схема приближена к реальной конструкции и отражает условия ее работы в эксплуатации, зависят точность решения задачи и правильность выводов.

Разбивка на отдельные элементы является одной из самых ответственных операций МКЭ, от которой зависит точность и экономичность расчетов. Число элементов в решаемой задаче зависит от разрешающей способности программы и требуемой точности. На участках, представляющих особый интерес используется более густая сетка.

При исследовании прочности надрессорной балки и боковой рамы МКЭ расчетные модели этих деталей, построенные с соблюдением всех номинальных чертежных размеров, разбивались на объемные конечные элементы тетраэдральной формы размером 8-10 мм. В местах деталей, подверженных наиболее частым изломам в эксплуатации, размер конечного элемента составлял 1 мм.

Конечно-элементная модель надрессорной балки состоит из 1 179 306 элементов, связанных между собой 2 007 328 узлами.

Конечно-элементная модель боковой рамы состоит из 740 133 элементов, связанных между собой 1 269 592 узлами.

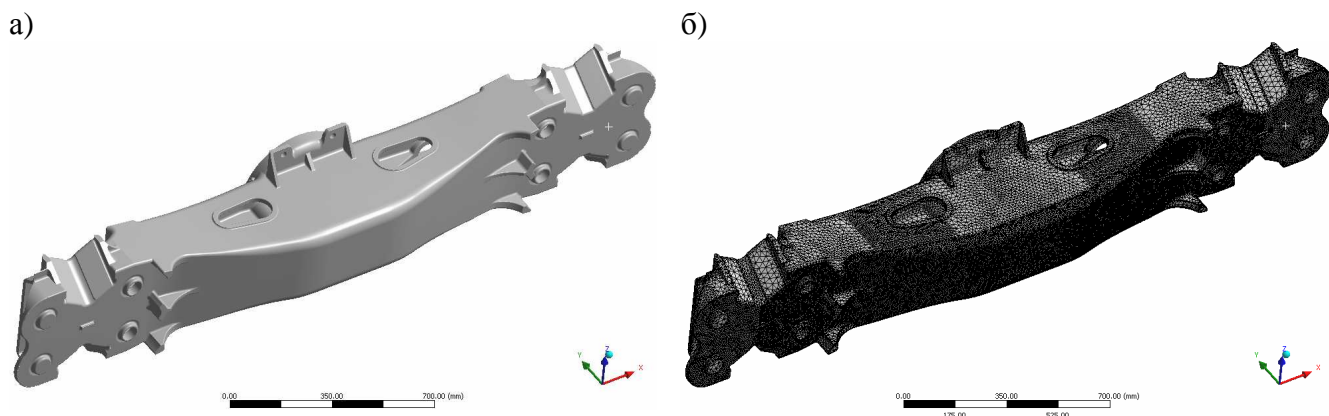


Рис. 2.3 – Общий вид расчетной (а) и конечно-элементной (б) моделей наддрессорной балки

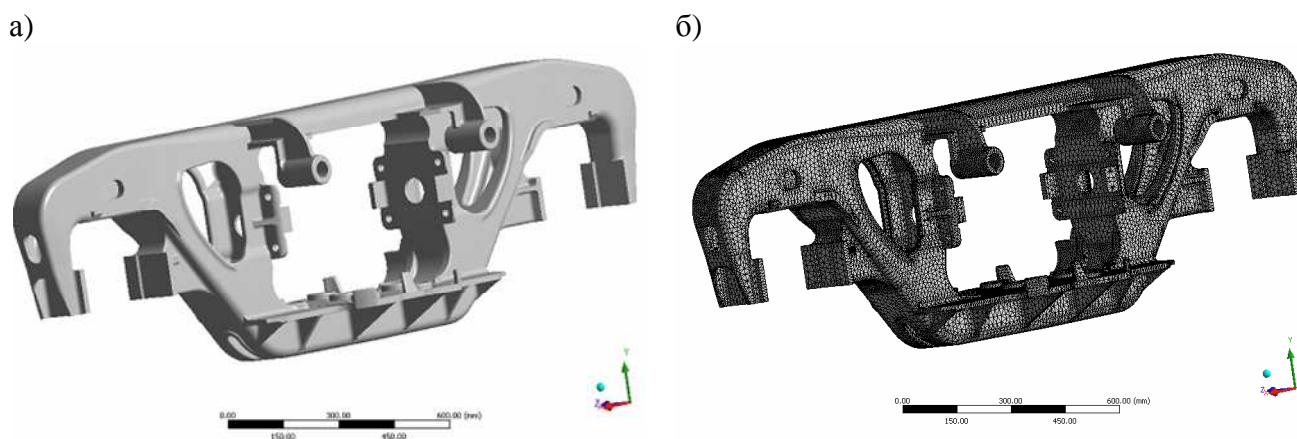


Рис. 2.4 – Общий вид расчетной (а) и конечно-элементной (б) моделей боковой рамы

2.3 Исходные данные

Исходные данные для расчета элементов двухосной тележки грузового вагона приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета элементов двухосной тележки грузового вагона

| Наименование параметра | Обозначение | Значение |
|-------------------------------|-------------|-------------|
| 1 | 2 | 3 |
| Осевая нагрузка, кН (тс) | P_0 | 245 (25,0) |
| Сила тяжести тележки, кН (тс) | P_T | 47,3 (4,82) |

| 1 | 2 | 3 |
|--|--------------------------|---------------------|
| Сила тяжести наддресорной балки, кН (тс) | P_H | 5,40 (0,550) |
| Сила тяжести боковой рамы, кН (тс) | P_B | 4,02 (0,410) |
| Сила тяжести рессорного комплекта, кН (тс) | P_P | 3,89 (0,397) |
| Сила тяжести кузова с грузом, кН (тс) | P_K | 886 (90,3) |
| Сила тяжести вагона брутто, кН (тс) | $P_{БР}$ | 981 (100) |
| База вагона цистерны, м | $2l$ | 8,65 |
| Длина по осям сцепления автосцепок, м | $2L_C$ | 13,92 |
| Расстояние между упорными плитами автосцепок, м | $2L$ | 11,92 |
| Расчетная длина корпуса автосцепки, м | a | 1,0 |
| Число осей в тележке, шт | n | 2 |
| Свойства материала, из которого изготовлены боковая рама и наддресорная балка: | | |
| -марка материала сталь 20ГЛ ОСТ 32.183-2001 | | |
| -предел текучести, МПа | σ_T | 294 |
| -предел прочности, МПа | σ_B | 490 |
| Среднее значение предела выносливости гладкого стандартного образца из материала детали при симметричном изгибе на базе $N_0=10^7$ циклов, МПа | $\overline{\sigma}_{-1}$ | 215 |
| Срок службы тележки (назначенный), лет | T_K | 32 |
| Характеристики рессорного подвешивания приняты согласно [175]: | | |
| - жесткость наружной пружины, кН/м | C_H | $0,2249 \cdot 10^3$ |
| - жесткость внутренней пружины под наддресорной балкой, кН/м | $C_{в.б}$ | $0,4160 \cdot 10^3$ |
| - жесткость внутренней подклиновой пружины, кН/м | $C_{в.к}$ | $0,1900 \cdot 10^3$ |
| - расчетный статический прогиб рессорного подвешивания, м | $f_{ст}$ | 0,056 |

2.4 Расчетные режимы

Сочетания и величины нагрузок, действующих на надрессорную балку и боковую раму тележки, рассчитывались в соответствии с [176].

По I расчетному режиму рассматривается относительно редкое сочетание экстремальных нагрузок. Основное требование при расчете на прочность по этому режиму – не допустить появления остаточных деформаций (повреждений) в узле или детали. В эксплуатации I режиму расчета соответствует осаживание и трогание тяжеловесного состава с места, соударение вагонов при маневрах, в том числе при роспуске с сортировочных горок, экстренное торможение в поездах при малых скоростях движения.

По III расчетному режиму рассматривается относительно частое возможное сочетание умеренных по величине нагрузок, характерное для нормальной работы вагона в движущемся поезде. Основное требование при расчете по этому режиму – не допускать усталостного разрушения узла или детали. В эксплуатации III расчетный режим соответствует случаю движения вагона в составе поезда по прямым и кривым участкам пути и стрелочным переводам с допускаемой скоростью, вплоть до конструкционной, при периодических служебных регулировочных торможениях, периодических умеренных рывках и толчках, штатной работе механизмов узлов вагона.

2.5 Расчет надрессорной балки на прочность и сопротивление усталостному разрушению

I расчетный режим.

При I расчетном режиме рассматривались три сочетания нагрузок:

Первое сочетание нагрузок.

На надрессорную балку действует вертикальная статическая нагрузка $P_{ст}$, кН и вертикальная добавка от действия продольной силы инерции кузова $P_{и}$, кН.

Второе сочетание нагрузок.

На балку надрессорную действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто, 50% вертикальной добавки от продольной силы инерции $0,5P_{и}$, кН, поперечная составляющая продольной квазистатической силы H , кН, продольная сила инерции тележки P_{x}^{I-2} , кН.

Третье сочетание нагрузок.

На балку надрессорную действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто, 50 % вертикальной добавки от продольной силы инерции кузова, сила взаимодействия подпятника с кузовом вагона, возникающая при торможении груженого вагона горочным вагонозамедлителем P_{x}^{I-2} , кН.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_I$, МПа, при I расчетном режиме принимаются равными $[\sigma]_I = 0,85\sigma_T = 250$ МПа.

III расчетный режим.

При III расчетном режиме на надрессорную балку тележки действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто, продольная сила инерции тележки P_{x}^{III} , вертикальная динамическая нагрузка $P_{дин}$, кН, центробежная сила $P_{цб}$, кН, возникающая при движении вагона в кривой и вертикальная составляющая от действия центробежной силы $P_{цб}^B$, кН.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{III}$, МПа, для данного режима нагружения принимаются $[\sigma]_{III} = 140$ МПа.

Значения расчетных нагрузок для надрессорной балки приведены в таблице П А.1 (Приложение А)

Результаты расчета на прочность

В результате расчета были получены картины НДС надрессорной балки тележки при первом и третьем расчетном режимах. При расчете эквивалентных напряжений применялась теория прочности Мизеса. Для определения напряжений, возникающих в надрессорной балке тележки, были приняты оценочные зоны, изображенные на рис. 2.5.

НДС надрессорной балки тележки при I расчетном режиме приведено на рис. 2.6 – 2.8 для первого, второго и третьего сочетания нагрузок; для III расчетного режима - на рис. 2.9.

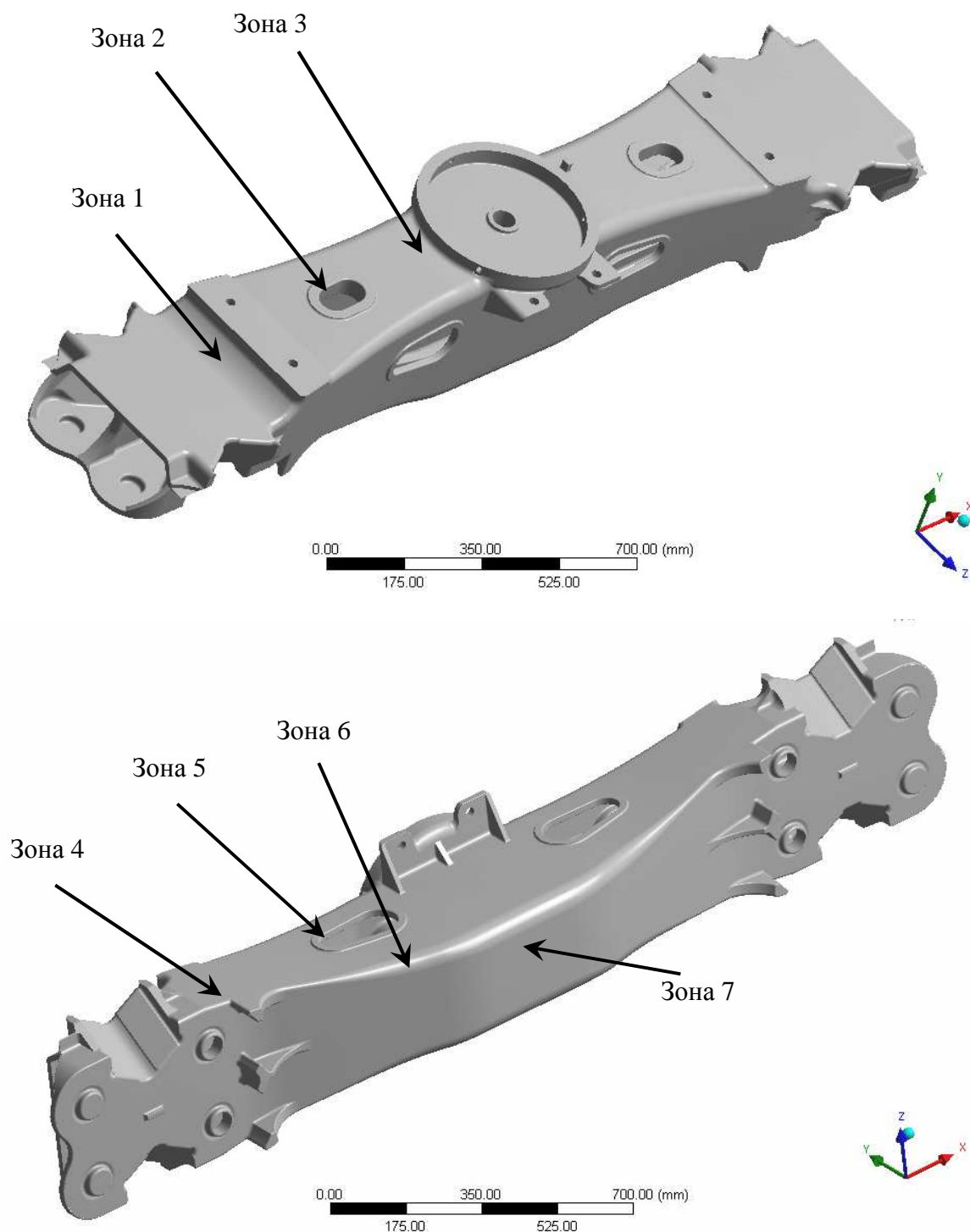
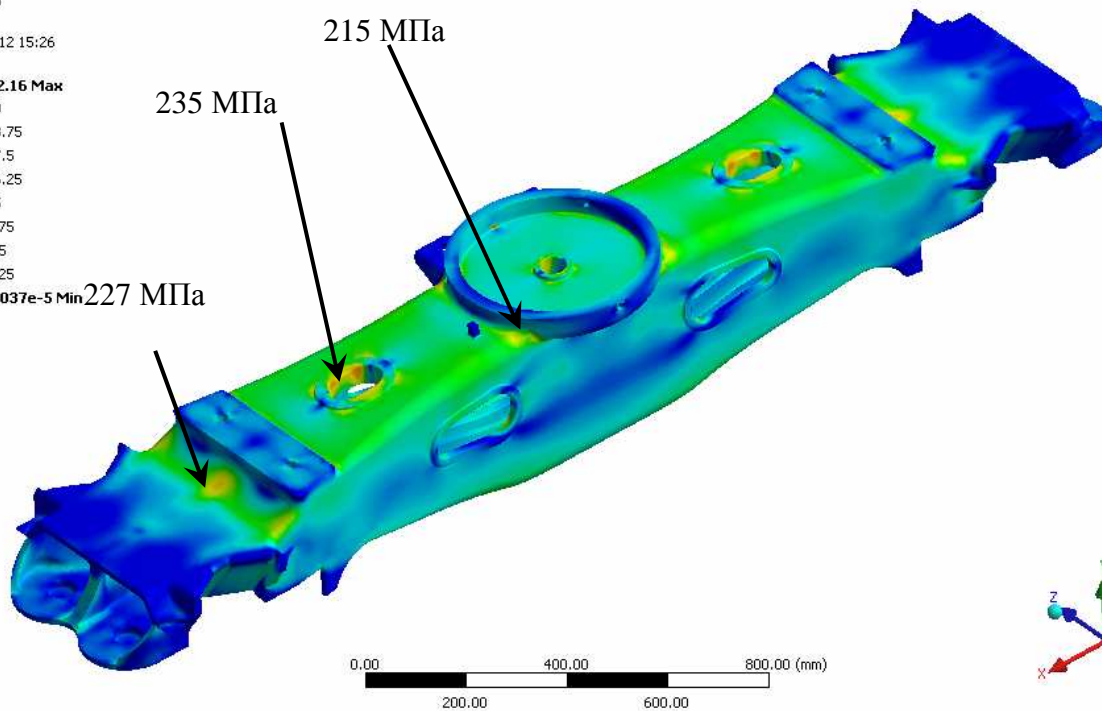
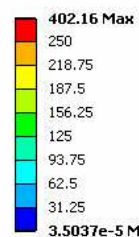


Рис. 2.5 – Оценочные зоны напряжений в надрессорной балке

A: I режим (1-е сочетание)

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.12.2012 15:26

**A: I режим (первое сочетание)**

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 29.05.2012 12:10

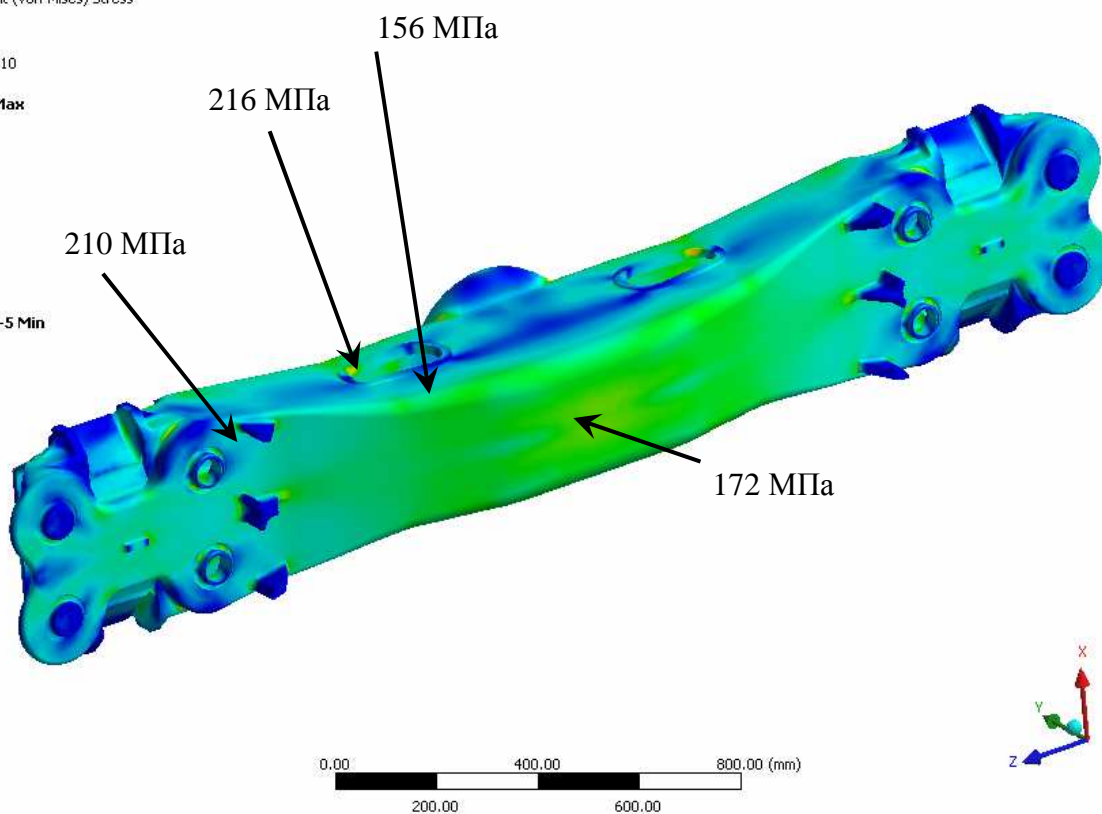
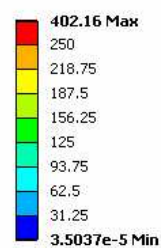
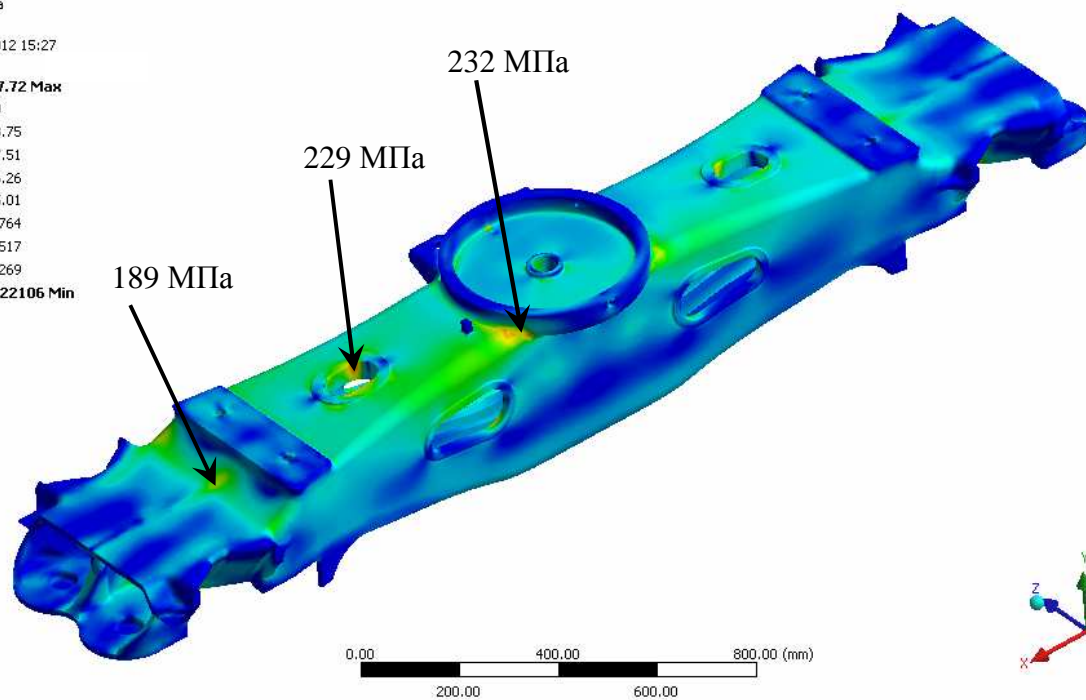
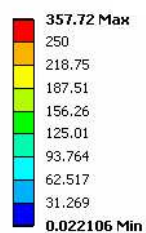


Рис. 2.6 – Распределение эквивалентных напряжений в надрессорной балке при I расчетном режиме (первое сочетание нагрузок)

В: I режим (2-е сочетание)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.12.2012 15:27



В: I режим (2-е сочетание)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 13.12.2012 14:52

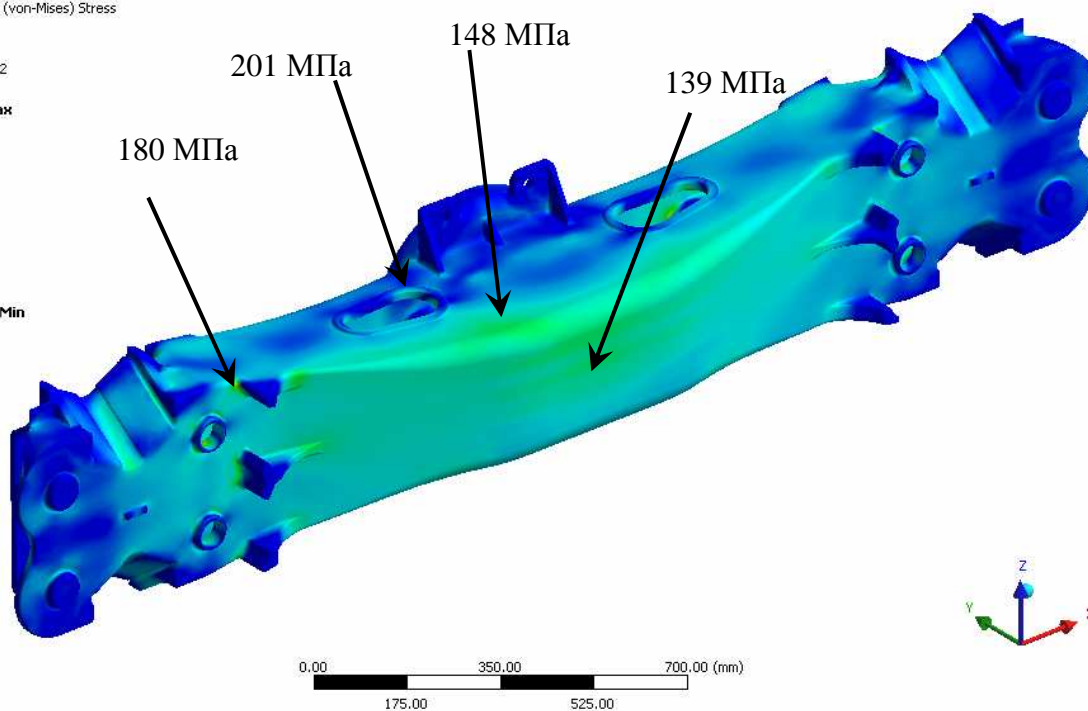
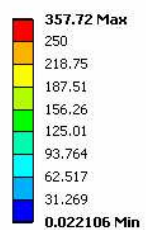


Рис. 2.7 – Распределение эквивалентных напряжений в надрессорной балке при I расчетном режиме (второе сочетание нагрузок)

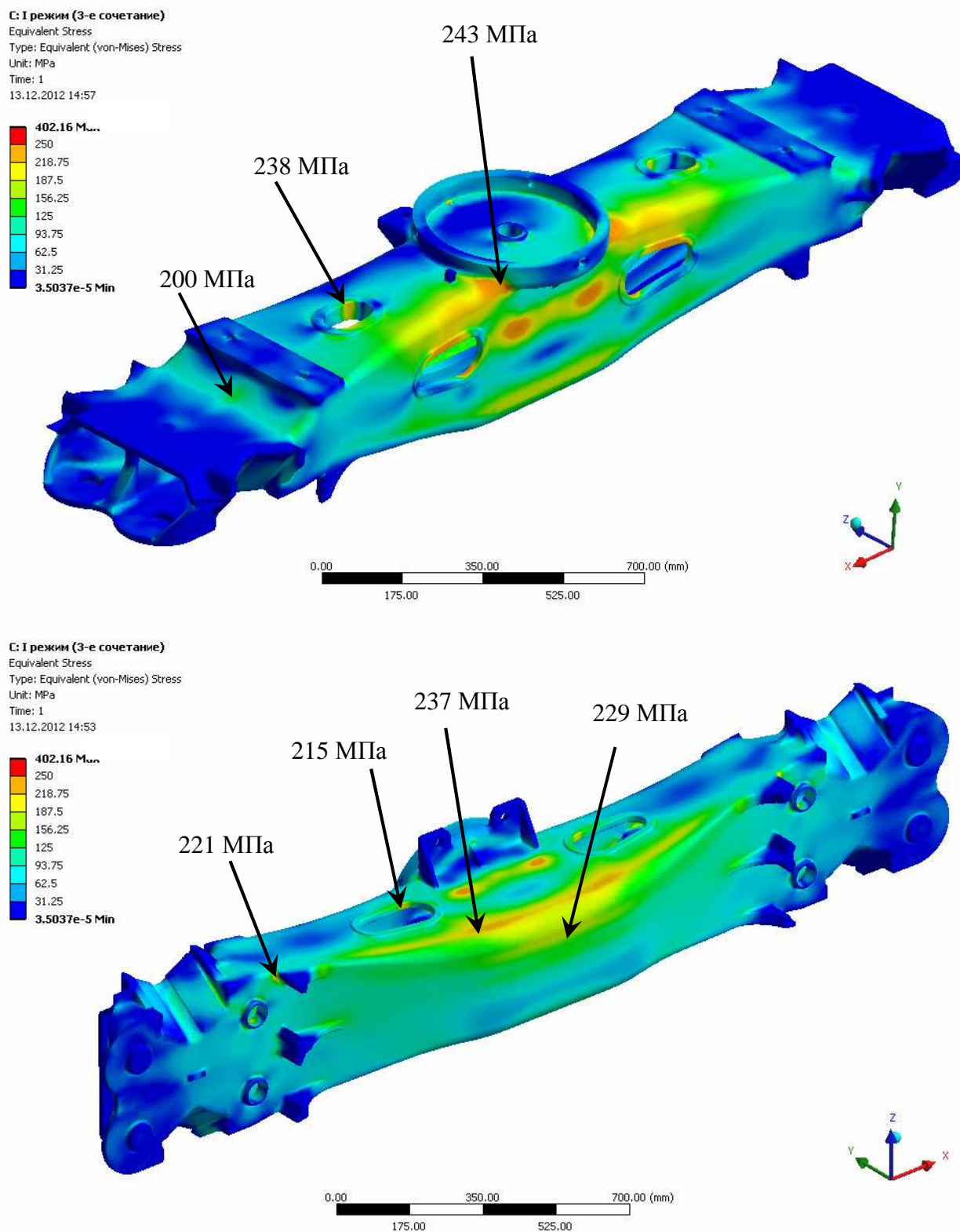


Рис. 2.8 – Распределение эквивалентных напряжений в надрессорной балке при I расчетном режиме (третье сочетание нагрузок)

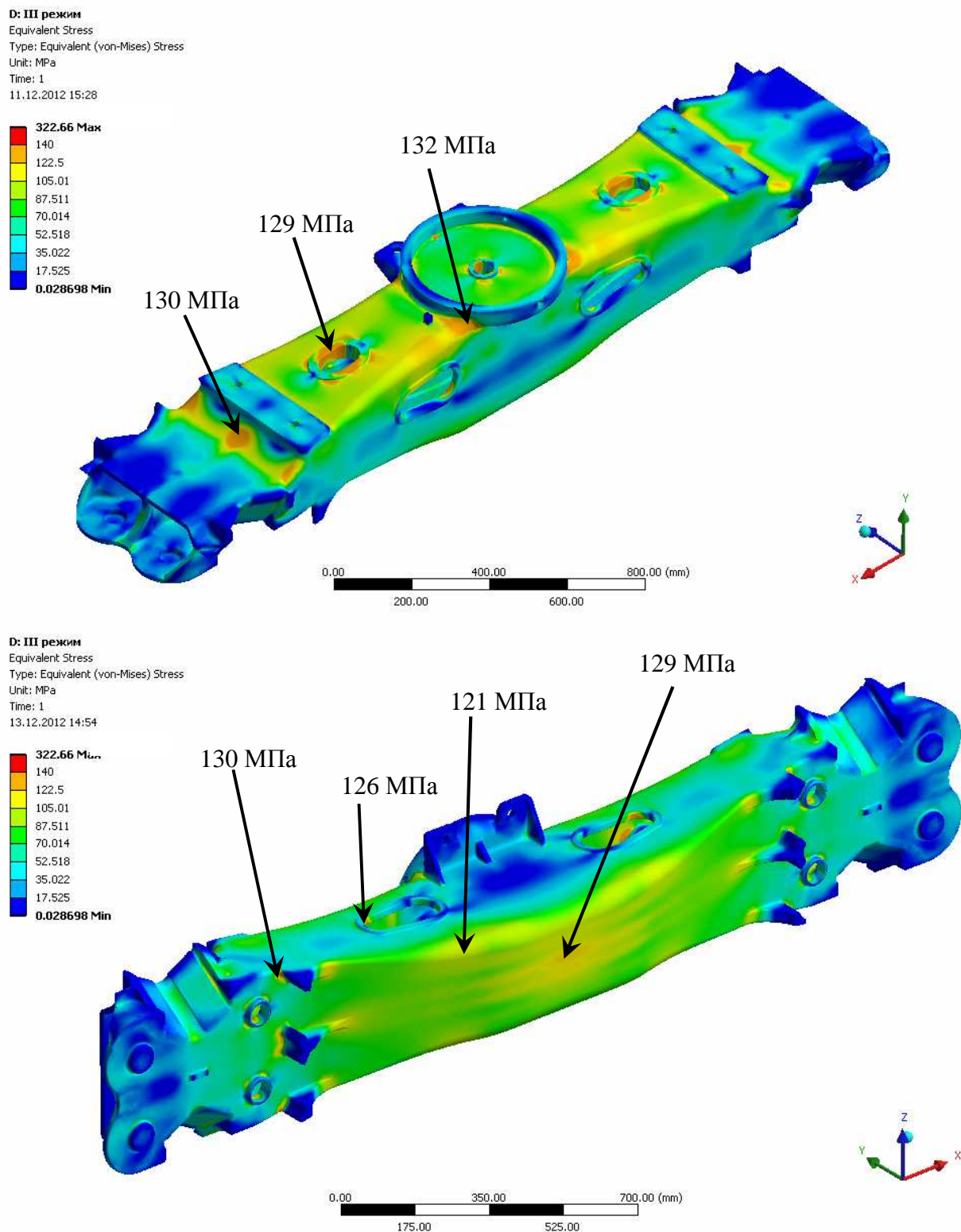


Рис. 2.9 – Распределение эквивалентных напряжений в надрессорной балке при III расчетном режиме

Значения эквивалентных напряжений в оценочных зонах надрессорной балки для различных сочетаний нагрузок приведены в таблице 2.2.

Эквивалентные напряжения в оценочных зонах надрессорной
балки тележки

Напряжения в мегапаскалях

| Расчетный режим | Зона 1 | Зона 2 | Зона 3 | Зона 4 | Зона 5 | Зона 6 | Зона 7 | Допускаемое значение |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|----------------------|
| I режим. Первое сочетание нагрузок | 227 | 235 | 215 | 210 | 216 | 156 | 172 | 250 |
| I режим. Второе сочетание нагрузок | 189 | 229 | 232 | 180 | 201 | 148 | 139 | 250 |
| I режим. Третье сочетание нагрузок | 236 | 241 | 245 | 221 | 215 | 237 | 229 | 250 |
| III режим | 130 | 129 | 132 | 130 | 126 | 121 | 129 | 140 |

Анализ результатов расчета на прочность надрессорной балки показал, что эквивалентные напряжения во всех исследуемых зонах, подверженных частым изломам в эксплуатации, а так же в остальных элементах балки на превышает максимально допускаемых на всех расчетных режимах.

Оценка надрессорной балки на сопротивление усталостному разрушению.

Оценка усталостной прочности производится согласно [176] по коэффициенту запаса сопротивления усталости

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,э}} \geq [n], \quad (2.12)$$

где $\sigma_{a,N}$ - предел выносливости (по амплитуде) для контрольной зоны при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$, МПа;

$\sigma_{a,э}$ - величина амплитуды динамического напряжения условного

симметричного цикла, приведенная к базовому числу циклов N_0 , эквивалентная повреждающему воздействию реального режима эксплуатационных напряжений за расчетный срок службы, МПа;

$[n]$ - минимально допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости за выбранный срок службы.

Расчетное значение $\sigma_{a,N}$, вычисляется по формуле

$$\sigma_{a,N} = \overline{\sigma_{a,N}} \cdot (1 - z_p \cdot v_{\sigma_{a,N}}), \quad (2.13)$$

где $\overline{\sigma_{a,N}}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости контрольной зоны, МПа;

z_p – квантиль распределения $\sigma_{a,N}$; для основных несущих деталей вагонов рекомендуется принимать вероятность распределения $P = 0,95$ и $z_p = 1,645$;

$v_{\sigma_{a,N}}$ – коэффициент вариации предела выносливости материала.

Значение $v_{\sigma_{a,N}}$ для стальных отливок, $v_{\sigma_{a,N}} = 0,1$.

Значение $\overline{\sigma_{a,N}}$, вычисляется по формуле

$$\overline{\sigma_{a,N}} = \frac{\overline{\sigma_{-1}}}{(\overline{k_{\sigma}})_k}, \quad (2.14)$$

где $(\overline{k_{\sigma}})_k$ - среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости в выбранной контрольной зоне по отношению к пределу выносливости гладкого стандартного образца.

Значение коэффициента снижения предела выносливости обусловлено геометрическими и технологическими концентраторами напряжений.

$$(\overline{k_{\sigma}})_k = \overline{K_{\sigma}} \frac{K_H \cdot K_y}{K_M \cdot K_{пов}}, \quad (2.15)$$

где $\overline{K_{\sigma}}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, учитывающий снижение сопротивления усталости в связи с местными изменениями формы и размеров детали: изменение сечения, наличие сварных швов, отверстий, вырезов, галтелей и т.п.

K_n – коэффициент неоднородности материала;

K_y – коэффициент влияния упрочняющей поверхностной;

K_M – коэффициент влияния размеров детали (масштабного фактора); $K_{пов}$ – коэффициент влияния качества поверхности детали.

$$\left(\overline{k_\sigma}\right)_k \approx 2,2.$$

Оценка на усталость литых деталей тележки производится для сечений с максимальным уровнем эквивалентных напряжений от воздействия вертикальной статической нагрузки брутто.

При воздействии на материал циклической нагрузки кривая усталости имеет вид:

$$N_i \cdot \sigma_i^m = \text{const}, \quad (2.16)$$

где N_i – количество циклов нагрузки;

σ_i – напряжение материала в данной точке, МПа.

В случае воздействия нагрузки с различными напряжениями суммарная усталость будет равняться сумме произведений количества циклов при каждом напряжении на данное напряжение.

Таким образом, при возникновении в узле различных циклических нагрузок можно заменить их нагрузкой с постоянной амплитудой

$$N_1 \cdot \sigma_1^m = \sum N_i \cdot \sigma_i^m. \quad (2.17)$$

Данное преобразование будет справедливо для напряжений, меньших предела текучести.

Значение напряжений в узле при движении поезда определяются по статическим напряжениям от веса кузова с грузом и по коэффициенту динамики

$$\sigma_i = \sigma_{ст} \cdot K_{di}, \quad (2.18)$$

- при $V < 15$ м/с (≈ 55 км/ч),

$$\overline{K_{di}} = a \cdot \frac{V_i}{15}, \quad (2.19)$$

- при $V > 15$ м/с

$$\overline{K_{di}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V_i - 15}{f_{ст}}. \quad (2.20)$$

Получаем

$$N_1 \cdot \sigma_1^m = \sigma_{cr}^m \cdot \sum N_i \cdot \bar{k}_{di}^m \quad (2.21)$$

Количество циклов при каждом из напряжений вычисляется по формуле

$$N_i = N_p \cdot p_i, \quad (2.22)$$

где N_p – общее число циклов;

p_i – вероятность нахождения вагона в заданном диапазоне скоростей.

В результате получаем

$$N_0 \cdot \sigma_{a,э}^4 = N_p \cdot \sigma_{cr}^4 \cdot \sum \bar{k}_{di}^{-4} \cdot p_i \quad (2.23)$$

откуда

$$\sigma_{a,э} = \sigma_{cr} \cdot \sqrt[4]{\frac{N_p}{N_0} \sum \bar{k}_{di}^{-4} \cdot p_i}. \quad (2.24)$$

Исследуемые на усталость зоны надрессорной балки приведены на рис. 2.10. НДС исследуемой надрессорной балки от действия на нее силы тяжести брутто изображено на рис. 2.11, полученные эквивалентные напряжения приведены в таблице 2.3.

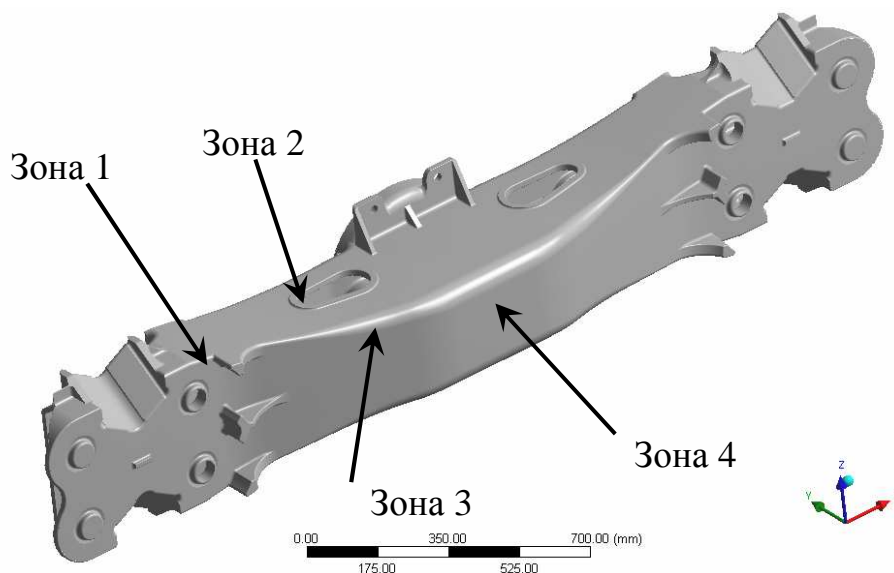


Рис. 2.10 – Исследуемые на усталость зоны надрессорной балки

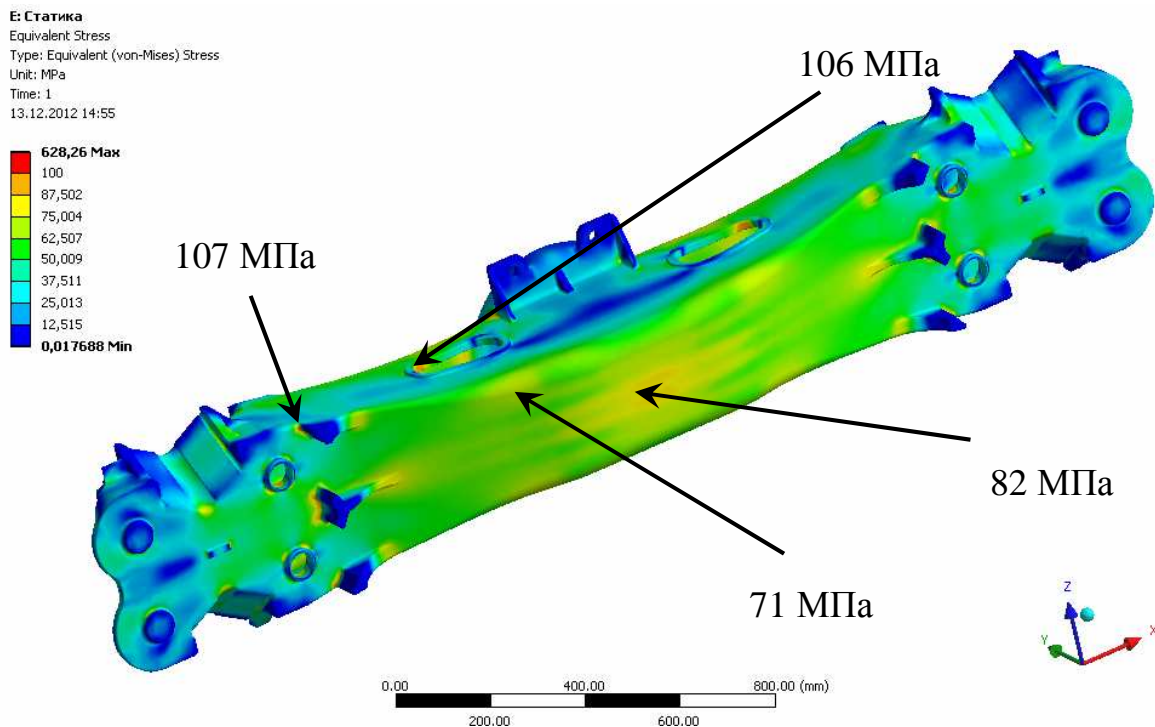


Рис. 2.11 – Напряженное состояние надрессорной балки от действия силы тяжести брутто.

Таблица 2.3

Эквивалентные напряжения в исследуемых сечениях надрессорной балки от действия силы тяжести брутто.

| Исследуемые на усталость зоны надрессорной балки | Напряжения, МПа |
|--|-----------------|
| Зона 1 | 107 |
| Зона 2 | 106 |
| Зона 3 | 71 |
| Зона 4 | 82 |

Суммарное число циклов вертикальных динамических сил за расчетный срок службы N_p вычисляется по формуле

$$N_p = 365 \cdot f_3 \cdot \frac{L_c}{V_T} \cdot T_k, \quad (2.25)$$

где f_3 – эффективная частота процесса изменения вертикальных динамических напряжений, Гц;

L_c – среднесуточный пробег гружённого вагона, принимаем
 $L_c = 192$ км/сутки (210 000 км за три года до первого деповского ремонта);

\overline{V}_T – средняя техническая скорость движения вагона, м/с,
 $\overline{V}_T = 22,4$ м/с;

Для определения величины эквивалентной приведенной амплитуды динамических напряжений σ_{azi} используются данные средних скоростей в интервалах V_i и доля времени приходящаяся на эксплуатацию в i -ом интервале скоростей p_{vi} , приведенные в [176].

Таблица 2.4

Определение коэффициента вертикальной динамики наддресорной балки в i -ом интервале скоростей.

| Интервал скоростей | V_i , м/с | p_{vi} | k_{di} | $(k_{di})^{4p_i}$ |
|----------------------------|-------------|----------|----------|-------------------|
| 0-12,5 | 6,25 | 0,03 | 0,042 | 9,335E-08 |
| 12,5-15,0 | 13,75 | 0,07 | 0,092 | 5,015E-06 |
| 15,0-17,5 | 16,25 | 0,09 | 0,108 | 1,224E-05 |
| 17,5-20,0 | 18,75 | 0,12 | 0,124 | 2,837E-05 |
| 20,0-22,5 | 21,25 | 0,16 | 0,140 | 6,147E-05 |
| 22,5-25,0 | 23,75 | 0,19 | 0,156 | 0,0001125 |
| 25,0-27,5 | 26,25 | 0,16 | 0,172 | 0,00014 |
| 27,5-30,0 | 28,75 | 0,1 | 0,188 | 0,0001249 |
| 30,0-32,5 | 31,25 | 0,06 | 0,204 | 0,0001039 |
| 32,5-35,0 | 33,75 | 0,02 | 0,221 | 4,771E-05 |
| Σ | - | 1 | - | 0,0006363 |

Результаты расчета коэффициента запаса сопротивления усталости для исследуемых зон наддресорной балки на срок службы 32 года приведены в таблице 2.5.

Результаты расчета коэффициента запаса сопротивления усталости для исследуемых зон надрессорной балки на срок службы 32 года.

| Исследуемая на усталость зона надрессорной балки | Коэффициент запаса сопротивления усталости, n | | |
|--|---|---------------------------------|----------|
| | по результатам расчета | минимально допускаемое значение | |
| | | по [176] | по [177] |
| Зона 1 | 2,24 | 2,0 | 1,8 |
| Зона 2 | 2,26 | | |
| Зона 3 | 3,37 | | |
| Зона 4 | 2,29 | | |

2.6 Расчет боковой рамы на прочность и сопротивление усталостному разрушению

I расчетный режим.

При первом расчетном режиме рассматривались три сочетания нагрузок:

Первое сочетание нагрузок.

На раму боковую действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто $P_{ст}$, кН, вертикальная добавка от действия продольной силы инерции кузова $P_{ин}$, кН, сила распора от клиньев рессорного комплекта $P_{рам}^{I-1}$.

Второе сочетание нагрузок.

На боковую раму действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто, 50 % вертикальной добавки от продольной силы инерции $0,5P_{ин}$, кН, поперечная составляющая продольной квазистатической силы H , кН, продольная сила инерции колесной пары P_x , кН, сила распора от клиньев рессорного комплекта $P_{рам}^{I-2}$, кН.

Третье сочетание нагрузок

На боковую раму действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто, 50 % вертикальной добавки от продольной силы инерции кузова,

продольная сила взаимодействия буксы колесной пары с направляющими элементами рамы тележки P_{x}^{I-3} , кН, возникающая при торможении груженого вагона горочным вагозамедлителем, сила распора от клиньев рессорного комплекта $P_{\text{рам}}^{I-3}$, кН.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_I$, МПа, при I расчетном режиме принимаются равными $[\sigma]_I = 0,85\sigma_T = 250$ МПа.

III расчетный режим

При III расчетном режиме на боковую раму тележки действует вертикальная статическая нагрузка от веса вагона брутто, продольная сила инерции тележки $P_{\text{x}}^{\text{III}}$, вертикальная динамическая нагрузка $P_{\text{дин}}$, центробежная сила $P_{\text{цб}}$, кН возникающая при движении вагона в кривой, сила распора от клиньев рессорного комплекта $P_{\text{рам}}^{\text{III}}$, кН.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{III}}$, МПа, для данного режима нагружения принимаются $[\sigma]_{\text{III}} = 140$ МПа.

Значения расчетных нагрузок для боковой рамы приведены в таблице П А.2 (Приложение А)

Результаты расчета боковой рамы на прочность.

В результате расчета были получены картины НДС боковой рамы тележки при первом и третьем расчетном режимах. При расчете эквивалентных напряжений применялась теория прочности Мизеса. Для определения напряжений, возникающих в боковой балке тележки, были приняты оценочные зоны, изображенные на рис. 2.12. Картина НДС боковой рамы тележки при I расчетном режиме приведена на Рис. 2.13 - 2.15 для первого, второго и третьего сочетания нагрузок; для III расчетного режима - на рис. 2.16.

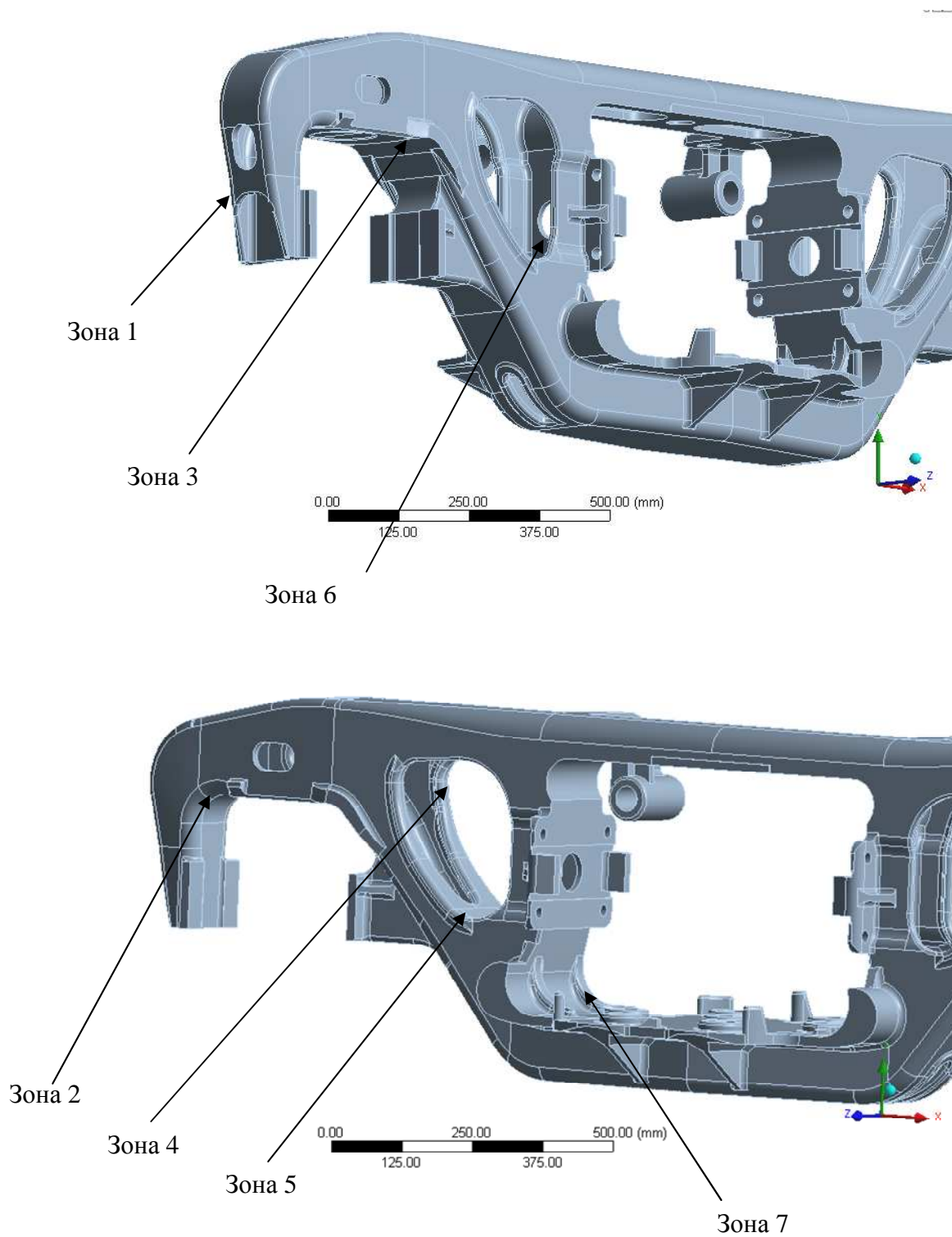


Рис. 2.12 – Оценочные зоны напряжений в боковой балке

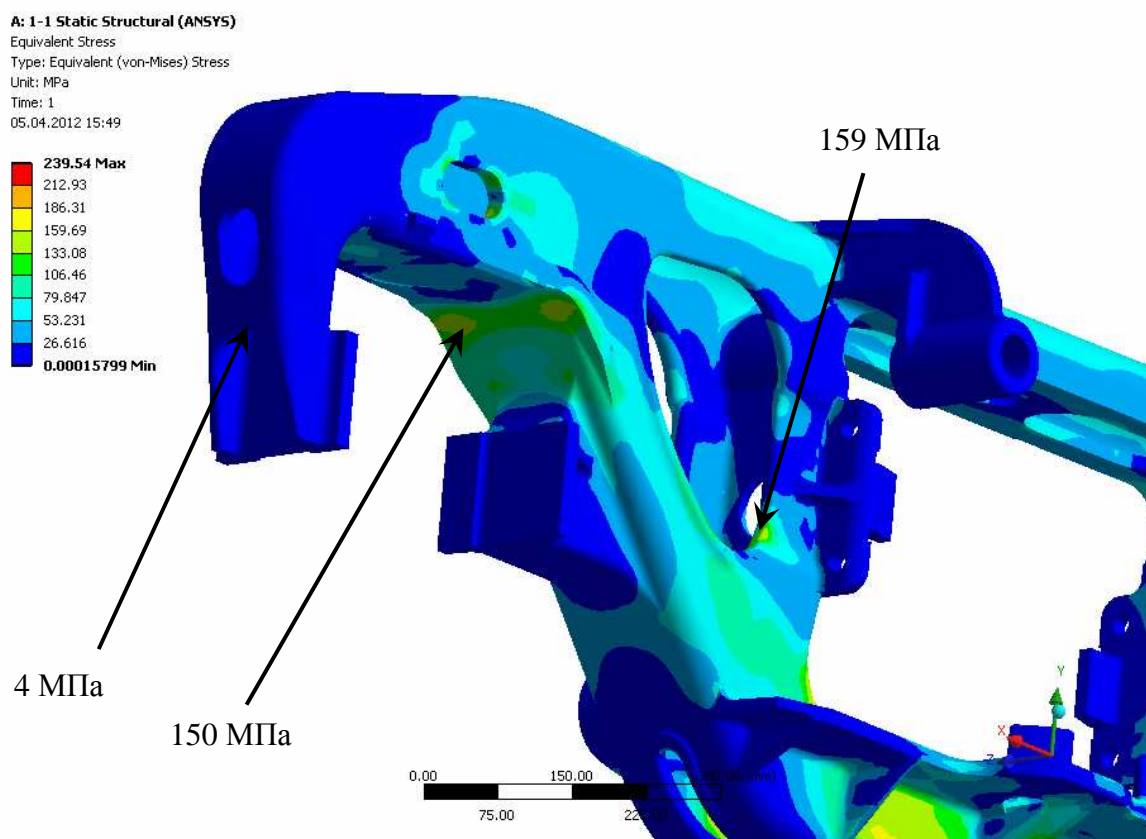
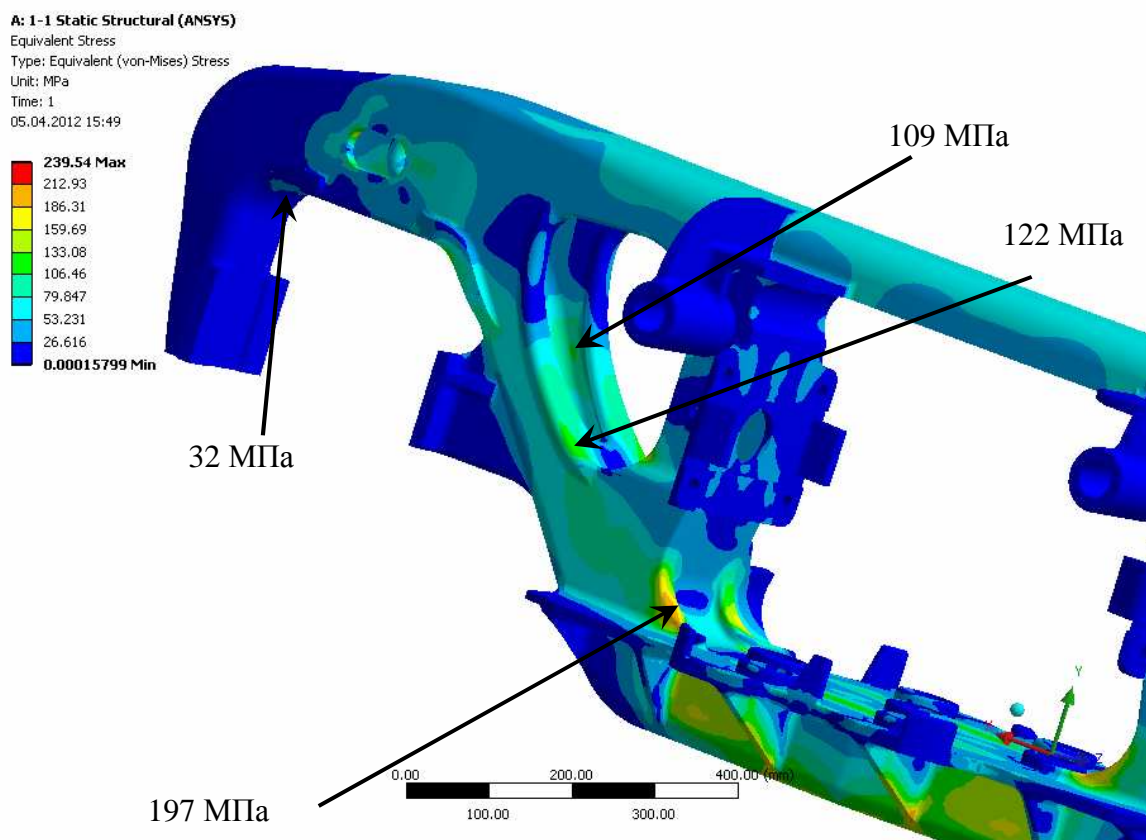


Рис. 2.13 – Напряженное состояние боковой рамы при I расчетном режиме (первое сочетание нагрузок).

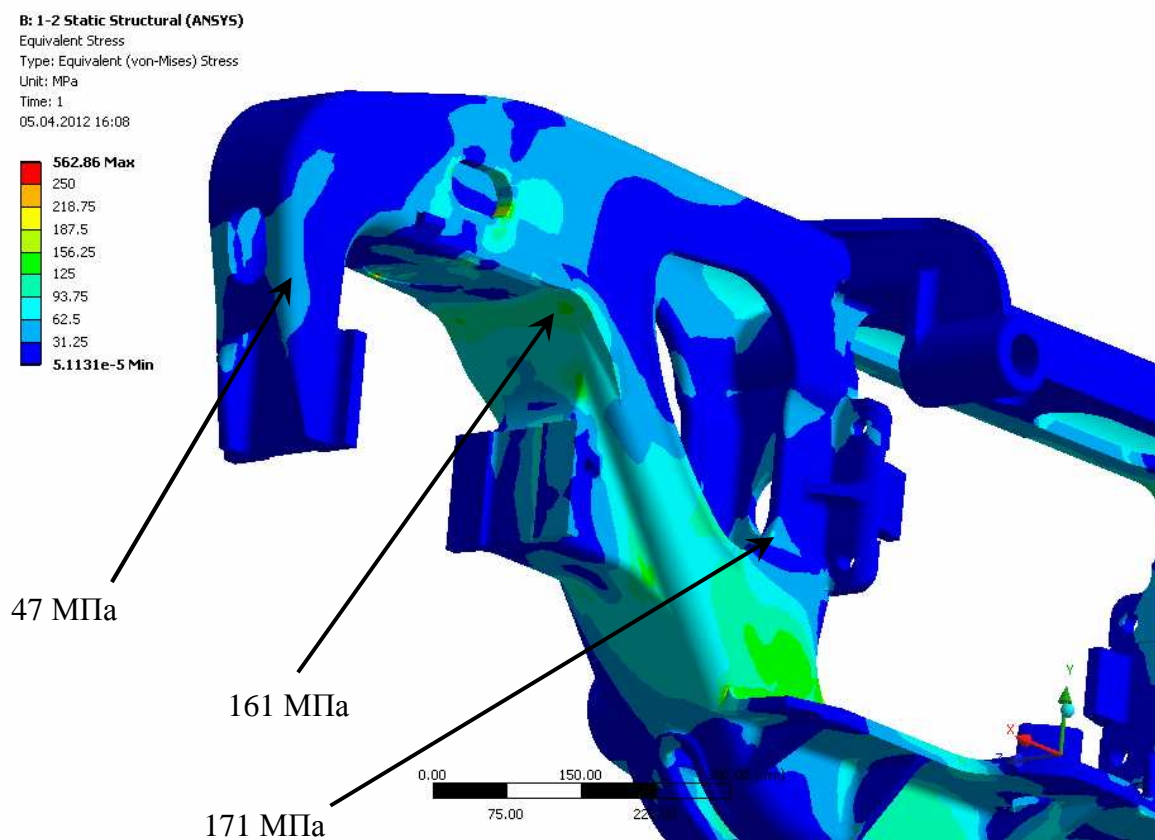
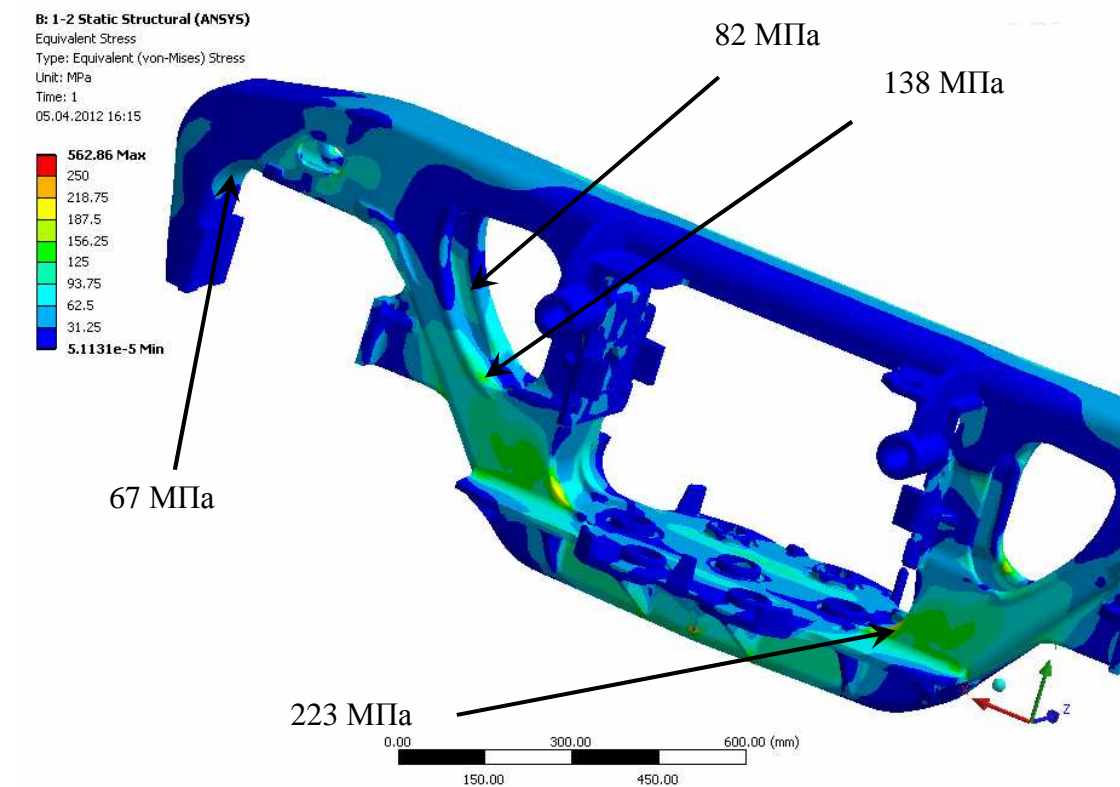


Рис. 2.14 – Напряженное состояние рамы боковой при I расчетном режиме (второе сочетание нагрузок).

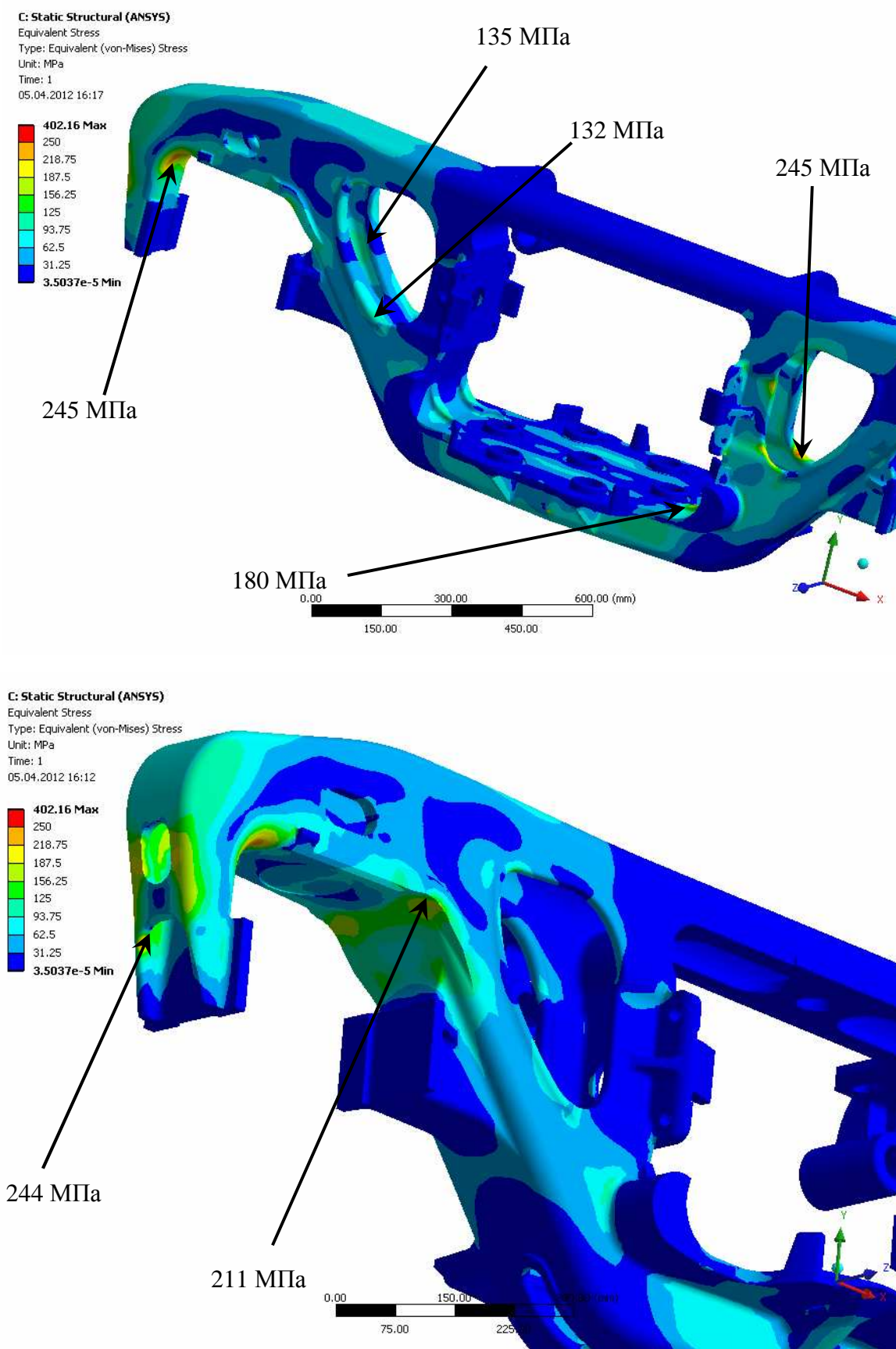


Рис. 2.15 – Напряженное состояние рамы боковой при I расчетном режиме (третье сочетание нагрузок).

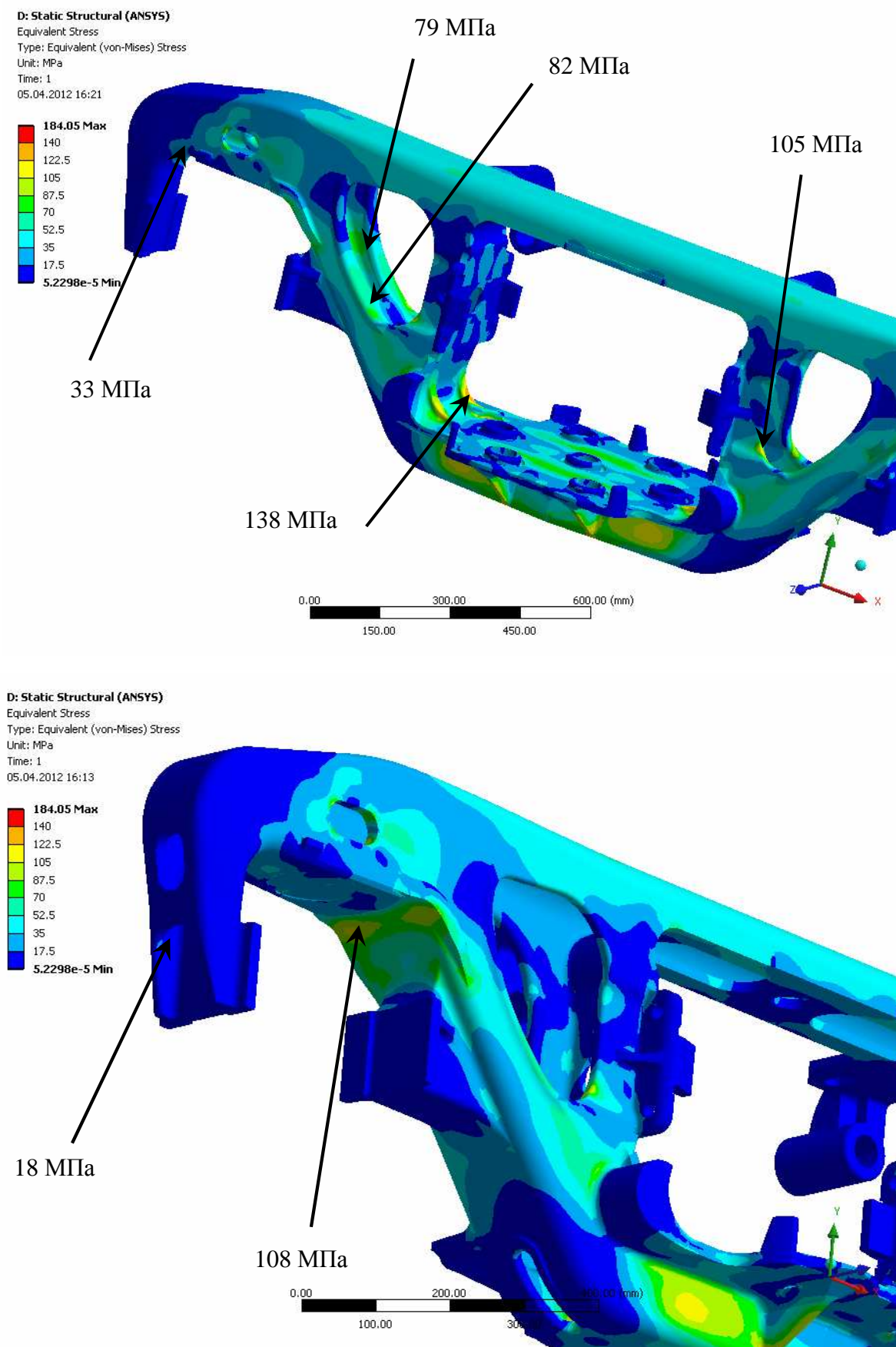


Рис. 2.16 – Напряженное состояние рамы боковой при III расчетном режиме.

Значения эквивалентных напряжений в оценочных зонах боковой рамы для различных сочетаний нагрузок приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6

Эквивалентные напряжения в оценочных зонах боковой рамы тележки

Напряжения в мегапаскалях

| Расчетный режим | Зона 1 | Зона 2 | Зона 3 | Зона 4 | Зона 5 | Зона 6 | Зона 7 | Допускаемое значение |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|----------------------|
| I режим. Первое сочетание нагрузок | 4 | 32 | 150 | 109 | 122 | 159 | 197 | 250 |
| I режим. Второе сочетание нагрузок | 47 | 67 | 161 | 81 | 138 | 171 | 223 | 250 |
| I режим. Третье сочетание нагрузок | 244 | 245 | 211 | 135 | 132 | 245 | 180 | 250 |
| III режим | 18 | 33 | 108 | 79 | 82 | 105 | 138 | 140 |

Анализ результатов расчета на прочность боковой рамы показал, что эквивалентные напряжения во всех исследуемых зонах подверженных частым изломам в эксплуатации, а так же в остальных элементах рамы не превышает максимально допускаемых на всех расчетных режимах.

Оценка боковой рамы на сопротивление усталостному разрушению.

Оценка усталостной прочности боковой рамы производится по формулам (2.12 – 2.25).

Исследуемые на усталость зоны боковой рамы приведены на рис. 2.17. Напряженное состояние исследуемой боковой рамы от действия на нее силы тяжести брутто изображены на рис. 2.18, полученные эквивалентные напряжения приведены в таблице 2.7, значения коэффициента вертикальной динамики в i -ом интервале скоростей – в таблице 2.8.

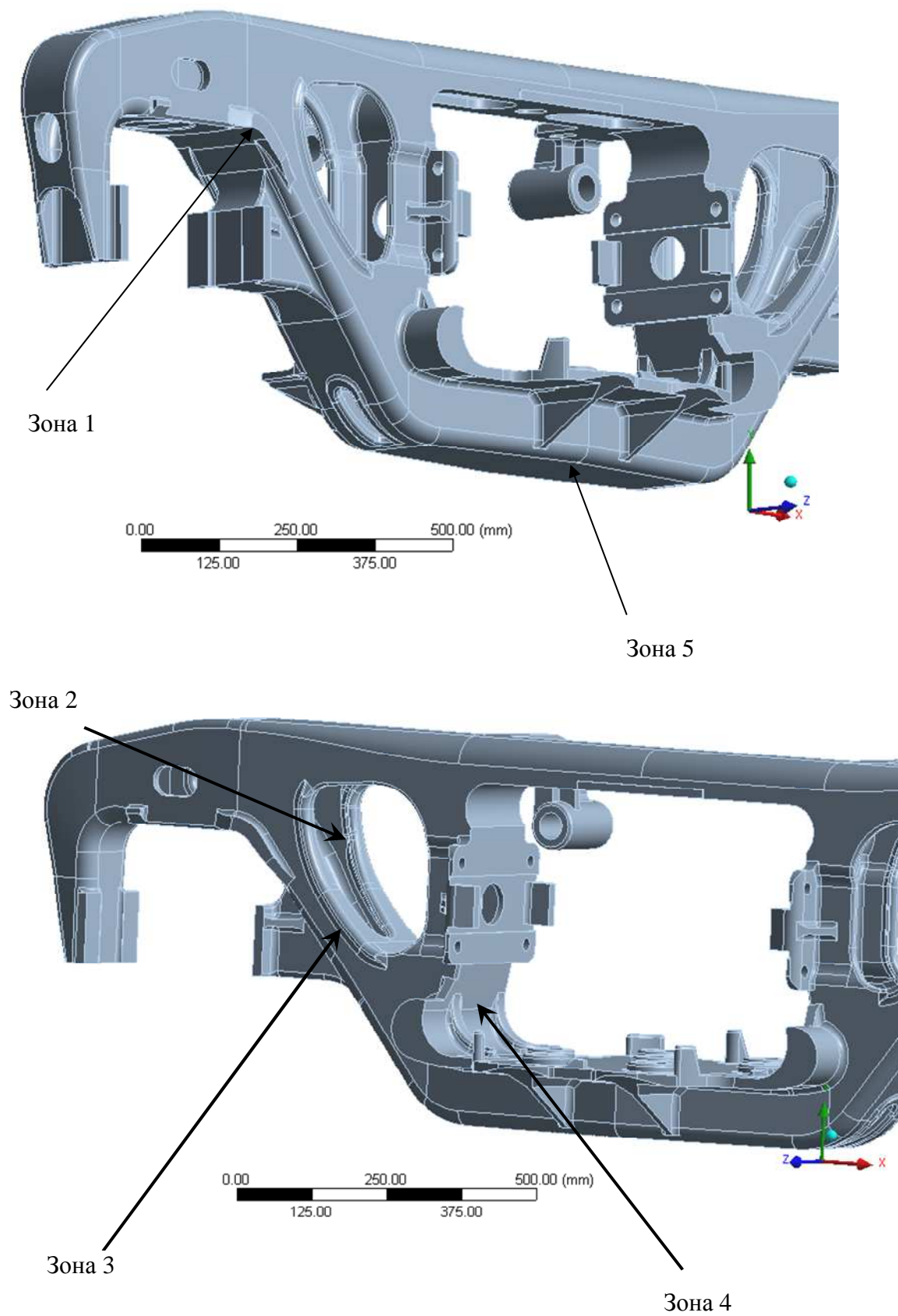


Рис. 2.17 – Исследуемые на усталость зоны боковой рамы

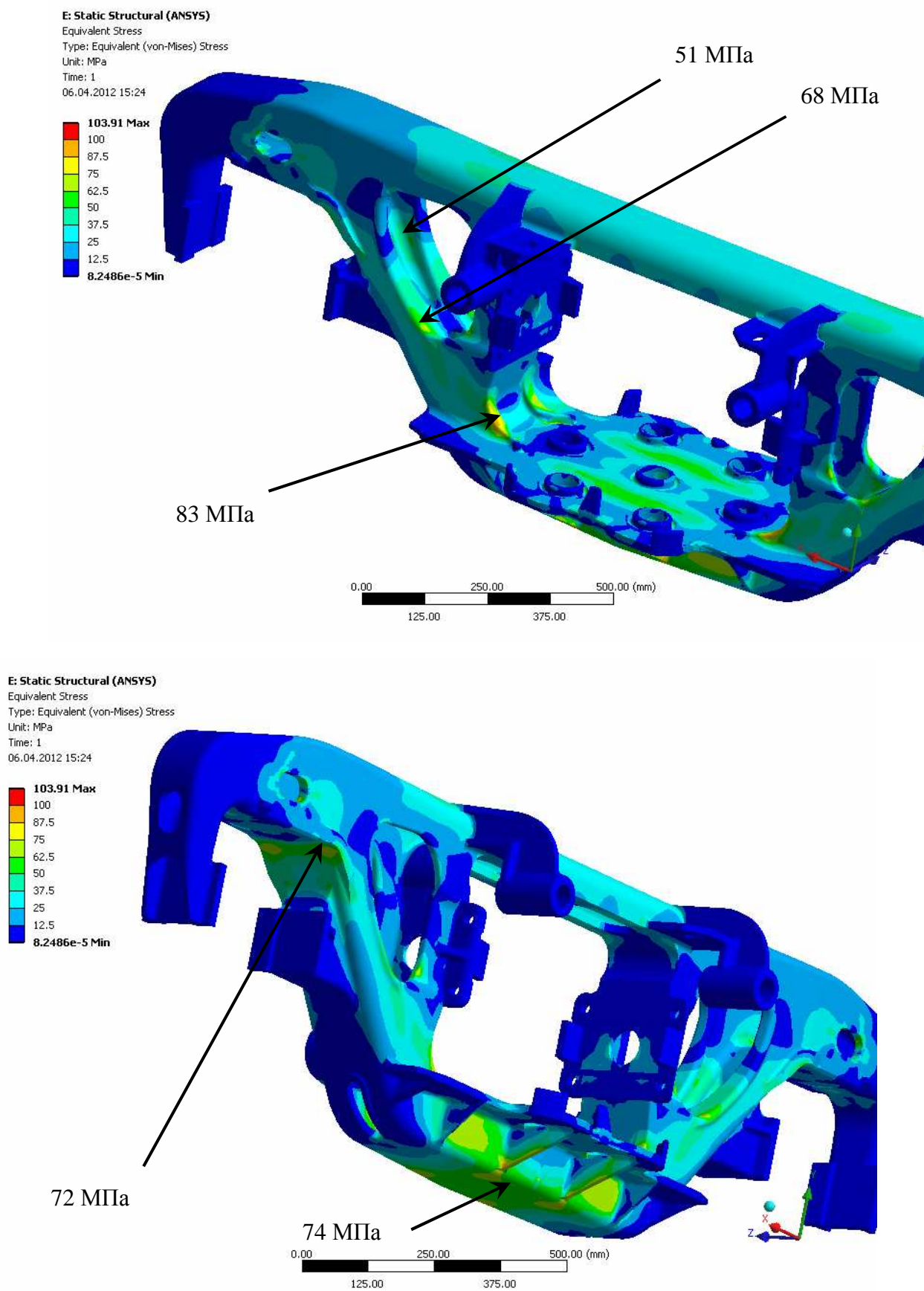


Рис. 2.18 – Напряженное состояние боковой рамы от действия силы тяжести брутто.

Таблица 2.7

Эквивалентные напряжения, в исследуемых сечениях боковой рамы от действия силы тяжести брутто.

| Исследуемое на усталость сечение рамы боковой | Напряжения, МПа |
|--|------------------------|
| Зона 1 | 72 |
| Зона 2 | 51 |
| Зона 3 | 68 |
| Зона 4 | 83 |
| Зона 5 | 74 |

Таблица 2.8

Определение коэффициента вертикальной динамики боковой рамы в i -ом интервале скоростей.

| Интервал скоростей | V_i , м/с | p_{Vi} | k_{di} | $(k_{di})^{4p_i}$ |
|--------------------|-------------|----------|----------|-------------------|
| 0-12,5 | 6,25 | 0,03 | 0,063 | 4,726E-07 |
| 12,5-15,0 | 13,75 | 0,07 | 0,138 | 2,539E-05 |
| 15,0-17,5 | 16,25 | 0,09 | 0,158 | 5,609E-05 |
| 17,5-20,0 | 18,75 | 0,12 | 0,174 | 0,00011 |
| 20,0-22,5 | 21,25 | 0,16 | 0,190 | 0,0002085 |
| 22,5-25,0 | 23,75 | 0,19 | 0,206 | 0,0003422 |
| 25,0-27,5 | 26,25 | 0,16 | 0,222 | 0,0003886 |
| 27,5-30,0 | 28,75 | 0,1 | 0,238 | 0,0003209 |
| 30,0-32,5 | 31,25 | 0,06 | 0,254 | 0,0002497 |
| 32,5-35,0 | 33,75 | 0,02 | 0,271 | 0,0001079 |
| Σ | - | 1 | - | 0,0018097 |

Результаты расчета коэффициента запаса сопротивления усталости для исследуемых зон боковой рамы и надрессорной балки на срок службы 32 года приведены в таблице 2.9.

Таблица 2.9

Результаты расчета коэффициента запаса сопротивления усталости для исследуемых зон боковой рамы на срок службы 32 года.

| Исследуемое на усталость сечение боковой рамы | Коэффициент запаса сопротивления усталости, n | | |
|---|---|---------------------------------|----------|
| | по результатам расчета | минимально допускаемое значение | |
| | | по [176] | по [177] |
| Зона 1 | 2,56 | 2,0 | 1,8 |
| Зона 2 | 3,61 | | |
| Зона 3 | 2,71 | | |
| Зона 4 | 2,24 | | |
| Зона 5 | 2,49 | | |

Результаты теоретических исследований статической и усталостной прочности предложенных конструкций надрессорной балки и боковой рамы соответствуют всем современным нормативным требованиям.

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 2

1. Предложены конструктивные решения надрессорной балки и боковой рамы с улучшенными прочностными характеристиками, которые соответствуют всем современным нормативным требованиям и предназначены для использования в конструкции тележки с осевой нагрузкой 25 тс (245 кН).

2. Предложенная конструкция боковой рамы по своим монтажным размерам полностью унифицирована с боковой рамой тележки модели 18-100 и ее аналогами. Предложенная конструкция надрессорной балки на начальном этапе исследований не унифицирована с конструкцией тележки 18-100. В отличие от надрессорной балки тележки предыдущего поколения, контактные поверхности которой предназначены для использования фрикционных клиньев плоской формы с углом наклона 45° , конструкция контактных поверхностей предложенной надрессорной балки приспособлена для использования фрикционных клиньев пространственной формы с увеличенным углом наклона к горизонтали линии пересечения поверхностей трения.

3. Для теоретических исследований прочностных характеристик предложенных конструкций надрессорной балки и боковой рамы, разработаны их расчетные и конечно-элементные модели, усовершенствована математическая модель нагружения, позволяющая уточнить напряженно-деформированное состояние литых деталей тележки с учетом их конструктивных особенностей и сил трения в узлах тележки.

4. Результаты проведения теоретических исследований напряженно-деформированного состояния предложенных конструкций литых деталей тележки показали, что во всех элементах надрессорной балки и боковой рамы эквивалентные напряжения по всем расчетным режимам не превышают допустимого нормативной документацией уровня напряжений.

5. Определенные по результатам расчета минимальные коэффициенты запаса усталостной прочности литых деталей предложенной конструкции составили: для надрессорной балки 2,24, а для боковой рамы 2,31, что больше минимально

допускаемого значения для расчетных данных на 12 и 12,5 процентов соответственно.

6. Результаты теоретических исследований подтверждают правильность выбранных конструктивных решений, направленных на улучшение прочностных характеристик литых деталей тележек грузовых вагонов.

РАЗДЕЛ 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

3.1 Описание объектов и объем испытаний

Надрессорная балка представляет собой литую конструкцию, отлитую из стали 20ГЛ по [178]. На расстоянии 762 мм от оси надрессорной балки в каждую сторону на площадке расположены по два отверстия для крепления скользунов. Высота балки в средней части составляет - 408 мм, ширина - 430 мм, расстояние по центрам посадки на фрикционные клинья - 2036 мм.

Боковая рама тележки представляет собой литую конструкцию коробчатого сечения, выполненную из стали 20ГЛ [178]. По краям рамы расположены челюстные проемы для фиксации и установки адаптера, в центральной части боковой рамы расположен проем для пружин рессорного комплекта. На вертикальных стенках проема при помощи заклепок установлены фрикционные планки. Боковая рама оборудована кронштейнами подвески триангелей.

В объем испытаний были включены:

- статические испытания на прочность и разрушение;
- усталостные испытания;
- ходовые прочностные

3.2 Статические испытания на прочность и разрушение

Цель и задачи испытаний

Основной задачей статических испытаний на прочность являлось исследование и оценка статической прочности надрессорной балки и боковой рамы тележки при действии заданных статических нагрузок, имитирующих основные расчетные эксплуатационные нагрузки.

При статических испытаниях на прочность производится исследование прочности конструкций, проверка правильности и рациональности

конструктивных решений, контроль правильности применяемых расчетных схем и результатов расчетов путем сопоставления между собою результатов расчетов и испытаний.

При испытаниях разрушающими нагрузками выполнялась проверка несущей способности надрессорной балки и боковой рамы тележки при действии нормируемых (предельных) разрушающих нагрузок.

При статических прочностных испытаниях важное значение имеет правильный выбор мест установки тензодатчиков для измерения деформаций, по которым определяют напряжения в элементах конструкции литых деталей. Их установка (наклейка) выполняется в местах ожидания наибольших напряжений, в местах предположения излишней затраты материала конструкции, в местах позволяющих проверить расчетную схему и результаты расчетов, а также в наиболее ответственных элементах, от которых непосредственно зависит безопасность движения вагона.

Определяемые характеристики

При испытаниях определялись характеристики надрессорных балок и боковых рам, приведенные в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Определяемые характеристики надрессорных балок и боковых рам

| Этап | Наименование характеристики | Единицы измерения | Значение и допуск показателя в соответствии с НД |
|------|---|--------------------|---|
| I | Деформации в элементах надрессорной балки и боковой рамы при действии испытательных нагрузок. | МПа | Суммарные напряжения по расчетным режимам не должны превышать допускаемые напряжения $[\sigma]$, установленные [176] более чем на 3%. |
| III | Сохранение несущей способности при действии разрушающих нагрузок: - для надрессорной балки; - для боковой рамы. | кН (тс) кН (тс) | Минимальное значение разрушающей нагрузки должно быть не менее допускаемых значений [179, 180]: [P разр]=2450 (250); [P разр]=2800 (285). |

Подготовка к испытаниям.

Отбор образцов литых деталей выполнялся случайным образом из партии продукции, принятой ОТК предприятия - изготовителя.

Перед началом испытаний был произведен внешний осмотр надressорных балок и боковых рам, визуально определено их техническое состояние, выполнена наклейка тензорезисторов согласно [181] и монтаж измерительных схем (Рис. 3.1 и 3.2).

а)

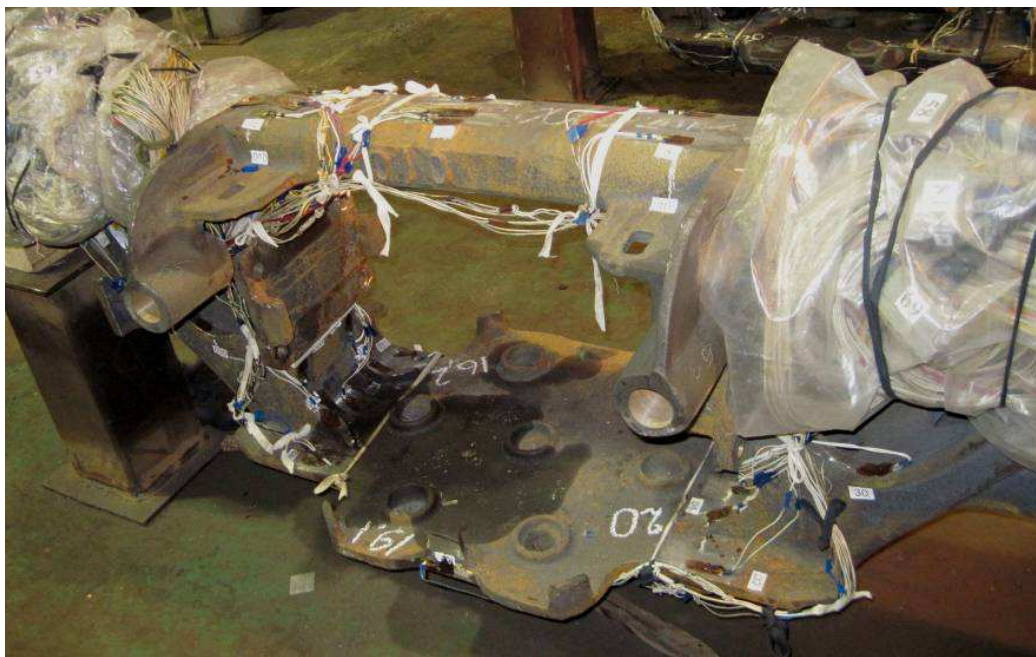


б)



Рис. 3.1 – Установка тензорезисторов (а) и монтаж измерительных схем (б) на надressорной балке

а)



б)



Рис. 3.2 – Установка тензорезисторов и монтаж измерительных схем на боковой раме

Условия проведения испытаний

Статические испытания на прочность и испытания разрушающими нагрузками 3-х надрессорных балок и 3-х боковых рам проводились в специально выделенном помещении, в котором поддерживалась температура и влажность

окружающей среды, обеспечивающие работу применяемых средств измерения в пределах паспортных данных.

В процессе испытаний велся рабочий журнал, в который заносились результаты проводимых испытаний.

Условием начала испытаний являлось завершение монтажа измерительных схем.

Условием прекращения испытаний являлось получение полного объема экспериментальных данных или нарушение целостности объектов испытаний, угрожающее безопасности дальнейшего проведения испытаний.

Методика проведения испытаний

Статические испытания на прочность каждого из трех образцов надрессорных балок и боковых рам выполнялись в следующей последовательности:

- установка надрессорной балки (боковой рамы) в устройство для испытаний узлов железнодорожной техники (силовую рамку), силовых домкратов, подключение насосной станции;

- подключение и градуировка измерительно-регистрающей аппаратуры;

- приложение к надрессорной балке (боковой раме) испытательных нагрузок.

При статических испытаниях на прочность регистрировались деформации:

- в элементах конструкции надрессорных балок при создании следующих испытательных нагрузок:

- а) вертикальной 980 кН, прикладываемой равномерно по опорной поверхности подпятникового места, $R_{п}$;

- б) вертикальной 735 кН (75 тс), прикладываемой поочередно к краям подпятникового места, $R_{кр.п}$;

- в) вертикальной 245 кН (25 тс), прикладываемой поочередно к кронштейнам скользунов, $R_{ок}$;

г) горизонтальной 370 кН (37,5 тс), перпендикулярной продольной оси надрессорной балки, прикладываемой к ее вертикальной стенке, Т;

д) горизонтальной 291 кН (29,7 тс), параллельной продольной оси балки, Н.

а)



б)



б)

Рис. 3.3 – Приложение вертикальных нагрузок на пятник (а) и на скользян (б) надрессорной балки

а)



б)



Рис. 3.4 – Приложение горизонтальных нагрузок к надрессорной балке в продольном (а) и поперечном (б) направлениях

- в элементах конструкции боковых рам при создании следующих испытательных нагрузок (рисунки 3.5 и 3.6):

а) вертикальной 490 кН (50 тс), прикладываемой равномерно к нижнему поясу рессорного проема, $P_{р.п}$;

б) поперечной 147 кН (15 тс), перпендикулярной продольной оси боковой рамы, прикладываемой к одной колонке, N_k ;

в) поперечной 73,5 кН (7,5 тс), перпендикулярной оси рамы, прикладываемой к двум колонкам, 0,5 Нк;

г) горизонтальной 122 кН (12,5 тс), параллельной продольной оси боковой рамы, прикладываемой к колонкам в местах упора клина, Ткол;

д) горизонтальной 61 кН (6,2 тс), параллельной продольной оси боковой рамы, прикладываемой поочередно к буксовым проемам, Тбук.п

а)

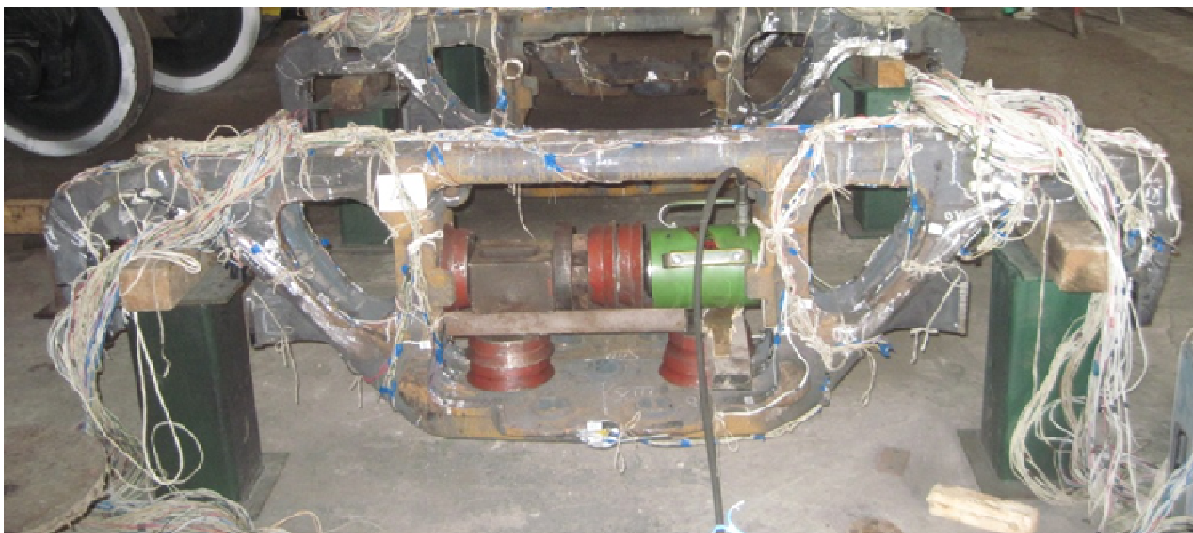


б)



Рис. 3.5 – Приложение вертикальных (а) и поперечных (б) нагрузок к боковой раме

а)



б)



Рис. 3.6 – Приложение горизонтальных нагрузок к боковой раме в рессорном (а) и буксовом (б) проемах

Для получения достоверных результатов нагружение испытательными нагрузками проводилось не менее 3-х раз для каждой схемы нагружения при устойчивых показаниях приборов.

На Рис. 3.7 и 3.8 изображены зоны установки тензорезисторов на надрессорной балке и боковой раме.

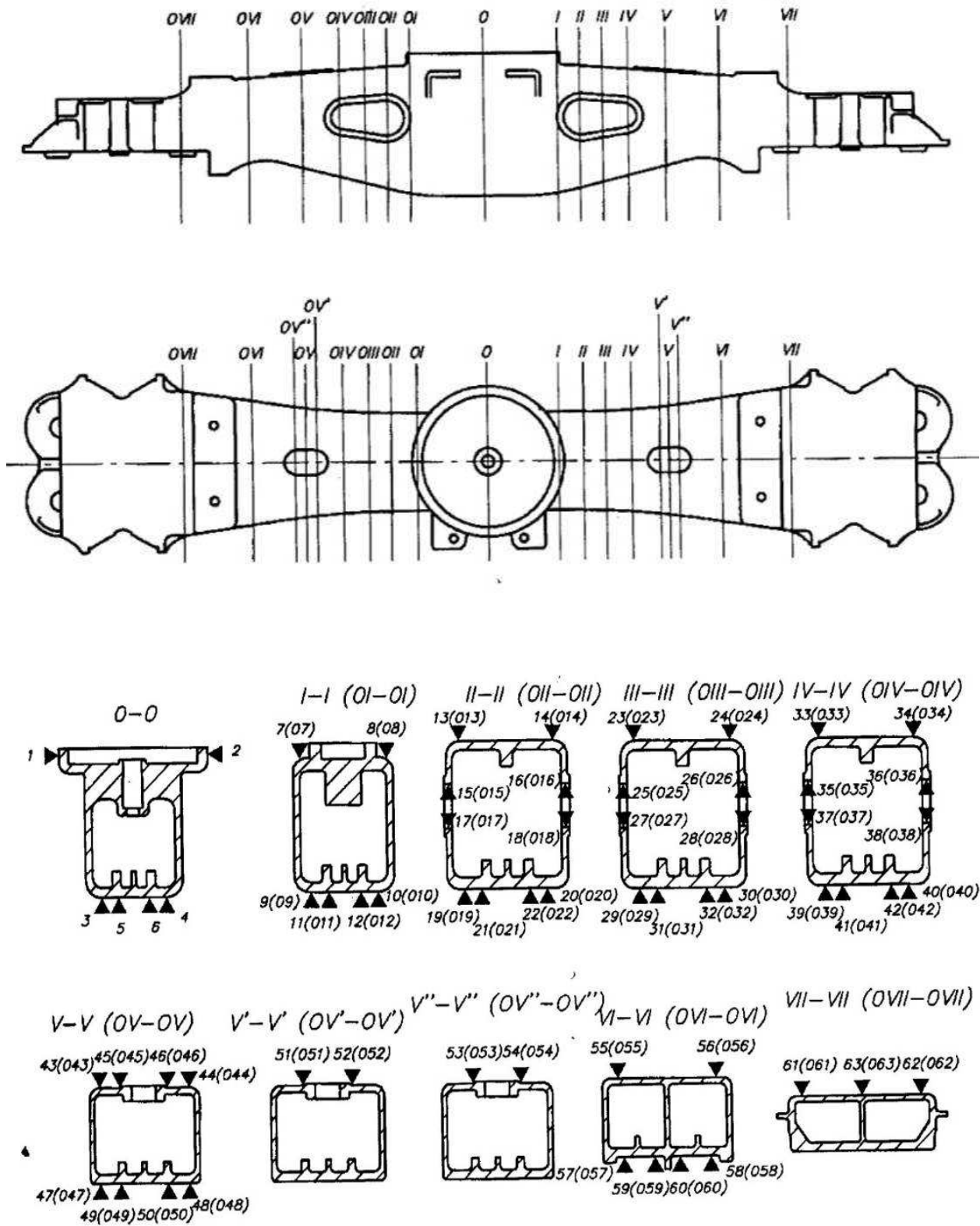


Рис. 3.7 – Схема установки тензорезисторов на наддрессорной балке

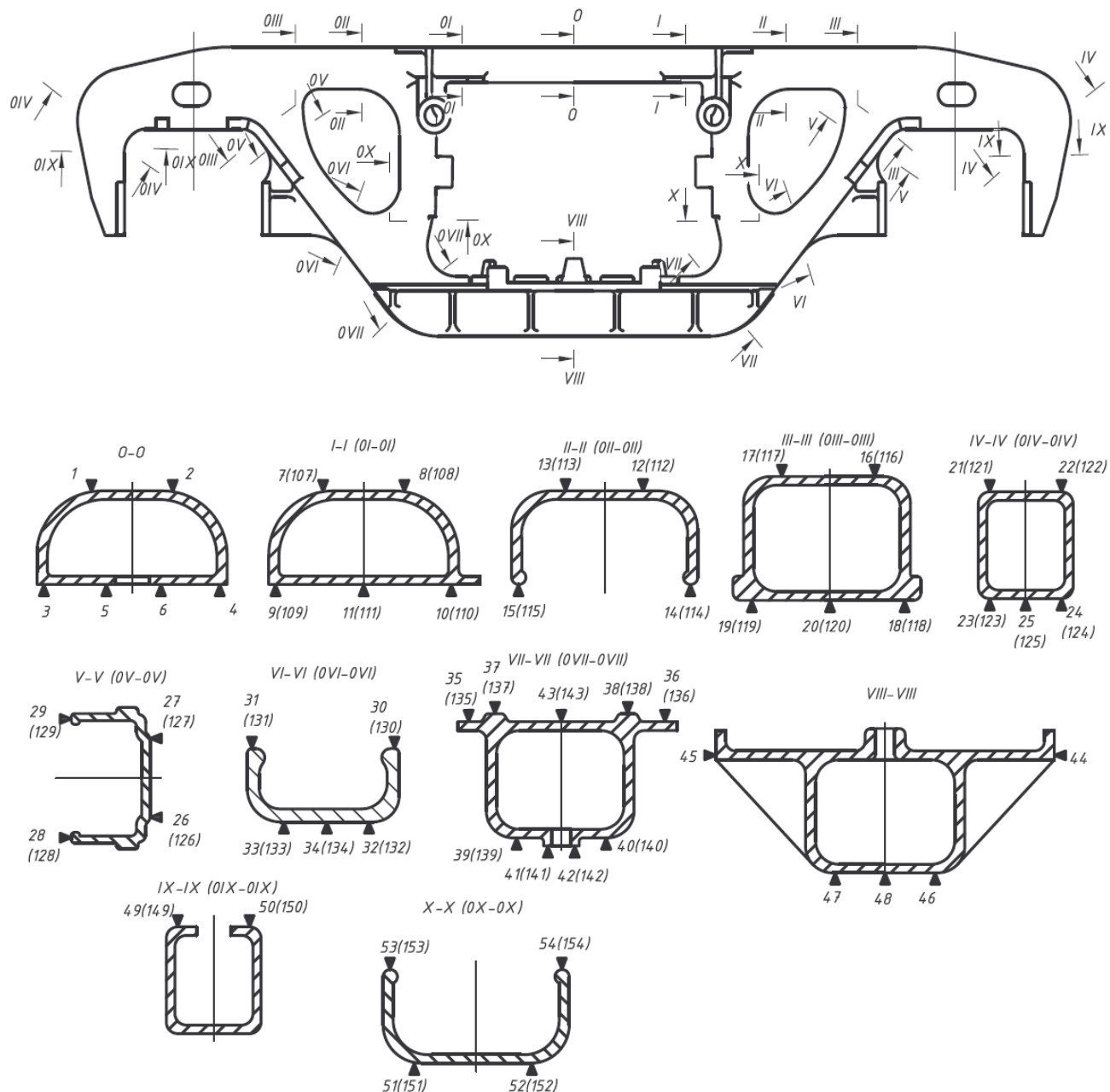


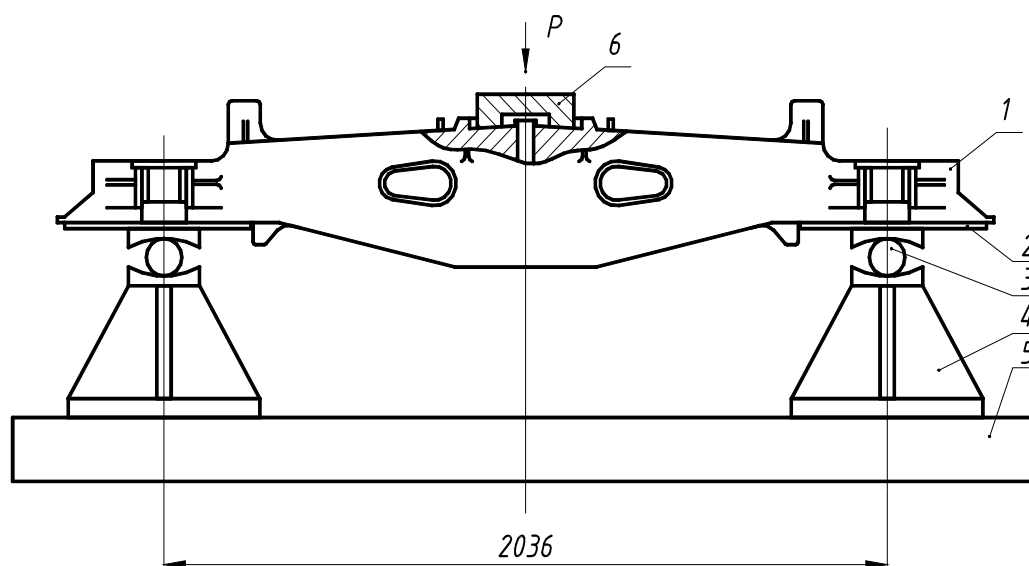
Рис. 3.8 – Схема установки тензорезисторов на боковой раме

Испытания разрушающими нагрузками (II этап) каждого из 3-х образцов надрессорных балок и боковы храм выполнялись в следующей последовательности:

- установка в устройство для испытаний узлов железнодорожной техники (силовую рамку) балки надрессорной (рамы боковой), силовых домкратов и подключение насосной станции;

- приложение к балке надрессорной (раме боковой) разрушающих нагрузок (Рисунки 3.8 и 3.9)

а)



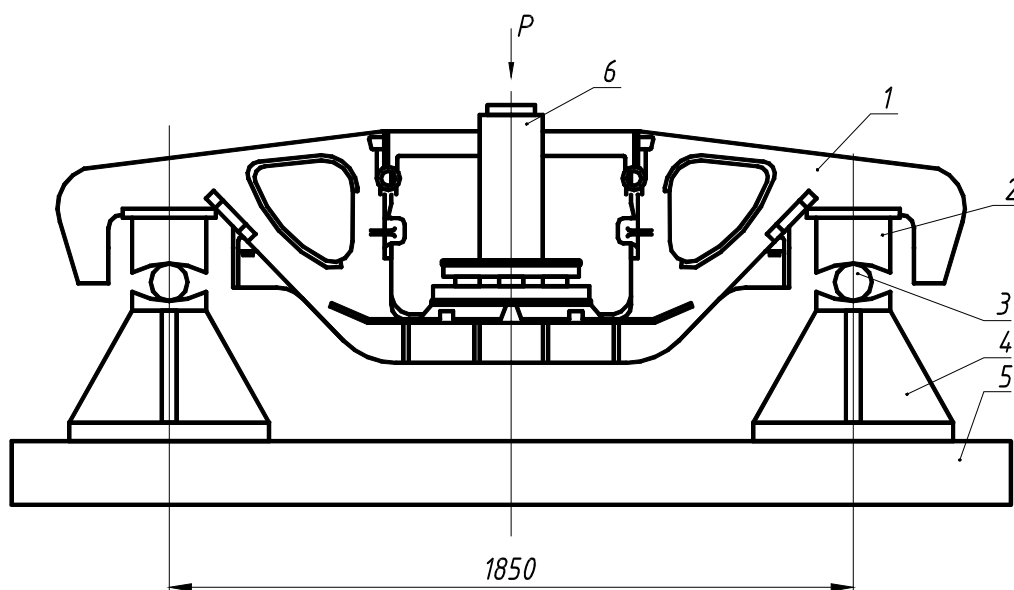
1 - балка надрессорная, 2 - опорная плита приспособления БПР.8636.000, 3 - цилиндр приспособления БПР.8636.000, 4 - опорная тумба приспособления БПР.8636.000, 5 - опорная поверхность устройства испытаний ж.д. техники (силовой рамки), 6 - пятник.

б)



Рис. 3.8 – Схема нагружения надрессорной балки вертикальной квазистатической разрушающей нагрузкой в устройстве для испытаний узлов железнодорожной техники (силовой рамке) с использованием приспособления БПР.8636.000. (а) и общий вид установки надрессорной балки в силовой рамке (б)

а)



1-рама боковая, 2-опорная плита приспособления БПР.8635.000, 3-цилиндр приспособления БПР.8635.000, 4-опорная тумба приспособления БПР.8635.000, 5-опорная поверхность устройства испытаний ж.д. техники (силовой рамке), 6 - п-образная рама с системой сегментов приспособления БПР.8635.000.

б)



Рис. 3.9 – Схема нагружения боковой рамы вертикальной квазистатической разрушающей нагрузкой в устройстве для испытаний узлов железнодорожной техники (силовой рамке) с использованием приспособления БПР.8635.000 (а) и общий вид установки боковой рамы в силовой рамке (б)

Обработка и анализ результатов испытаний

При испытаниях разрушающими нагрузками визуальное наблюдение за наличием остаточных прогибов, видимых трещин и разрушений:

- в элементах конструкции надрессорных балок проводилось при создании следующих разрушающих нагрузок:

а) вертикальной, прикладываемой равномерно по опорной поверхности подпятникового места, 2045 кН (250 тс), Рразр;

б) вертикальной, прикладываемой равномерно по опорной поверхности подпятникового места, 3087 кН (315 тс), Рразр;

- в элементах конструкции рам боковых проводилось при создании следующих разрушающих нагрузок:

а) вертикальной, прикладываемой равномерно к нижнему поясу рессорного проема, 2800 кН (285 тс), Рразр;

б) вертикальной, прикладываемой равномерно к нижнему поясу рессорного проема, 3087 кН (315 тс), Рразр.

Измеренные в местах установки тензорезисторов деформации надрессорных балок и боковых рам пересчитывались в напряжения - σ , МПа, по формуле 3.1:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.1)$$

где E – модуль упругости первого рода, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$, МПа;

ε – относительная деформация.

Напряженное состояние надрессорных балок и боковых рам оценивалось при I и III расчетных режимах [176]

Значения напряжений от испытательных нагрузок по схемам нагружений осреднялись по всем 3-м испытанным образцам балок и рам [179, 180].

Значения напряжений в надрессорной балке (раме боковой) от расчетных нагрузок определялись путем умножения осредненных напряжений от испытательных нагрузок на коэффициент, определенный из соотношения расчетных нагрузок к испытательным ($K = P_p / P_{и}$) (таблицы П А.1 и П А.2 приложения А), после чего определялись суммарные напряжения от сочетания расчетных нагрузок по расчетным режимам $\sigma^{\Sigma I-III}_{расч}$, МПа.

Максимальные значения суммарных напряжений, зафиксированные в зонах надрессорной балки и боковой рамы, подверженных изломам в эксплуатации представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5

Максимальные суммарные напряжения при статических испытаниях надрессорной балки и боковой рамы

| Надрессорная балка | | Боковая рама | |
|--------------------|--|--------------|--|
| № точки | Место расположения тензодатчика и значения напряжений по режимам | № точки | Место расположения тензодатчика и значения напряжений по режимам |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 07 | Сечение 0I-0I $\sigma_{I-1} = -165$ МПа $\sigma_{I-2} = -195$ МПа $\sigma_{I-3} = -254$ МПа $\sigma_{III} = -113$ МПа | 19 | Сечение III-III $\sigma_{I-1} = 149$ МПа $\sigma_{I-2} = 122$ МПа $\sigma_{I-3} = 213$ МПа $\sigma_{III} = 104$ МПа |
| 013 | Сечение 0II-0II $\sigma_{I-1} = -131$ МПа $\sigma_{I-2} = -148$ МПа $\sigma_{I-3} = -180$ МПа $\sigma_{III} = -92$ МПа | 24 | Сечение IV-IV $\sigma_{I-1} = -1,6$ МПа $\sigma_{I-2} = 76$ МПа $\sigma_{I-3} = 173$ МПа $\sigma_{III} = 17$ МПа |
| 023 | Сечение 0III-0III $\sigma_{I-1} = -128$ МПа $\sigma_{I-2} = -150$ МПа $\sigma_{I-3} = -172$ МПа $\sigma_{III} = -91$ МПа | 31 | Сечение VI-VI $\sigma_{I-1} = 114$ МПа $\sigma_{I-2} = 39$ МПа $\sigma_{I-3} = 136$ МПа $\sigma_{III} = 69$ МПа |
| 036 | Сечение 0IV-0IV $\sigma_{I-1} = -122$ МПа $\sigma_{I-2} = -146$ МПа $\sigma_{I-3} = -207$ МПа $\sigma_{III} = -88$ МПа | 137 | Сечение 0VII-0VII $\sigma_{I-1} = 143$ МПа $\sigma_{I-2} = 57$ МПа $\sigma_{I-3} = 102$ МПа $\sigma_{III} = 91$ МПа |
| 045 | Сечение 0V-0V $\sigma_{I-1} = -130$ МПа $\sigma_{I-2} = -137$ МПа $\sigma_{I-3} = -130$ МПа $\sigma_{III} = -88$ МПа | 48 | Сечение VIII-VIII $\sigma_{I-1} = 118$ МПа $\sigma_{I-2} = 86$ МПа $\sigma_{I-3} = 86$ МПа $\sigma_{III} = 79$ МПа |
| 063 | Сечение 0VII-0VII $\sigma_{I-1} = -149$ МПа $\sigma_{I-2} = -147$ МПа $\sigma_{I-3} = -113$ МПа $\sigma_{III} = -100$ МПа | 49 | Сечение VII-VII $\sigma_{I-1} = 0$ МПа $\sigma_{I-2} = -39$ МПа $\sigma_{I-3} = -213$ МПа $\sigma_{III} = -12$ МПа |

Приведенные суммарные напряжения не превышают допусковых.

В остальных точках исследуемых зон надрессорной балки и боковой рамы суммарные напряжения от расчетных нагрузок также ниже приведенных и представлены в Приложении Б.

После приложения к надрессорным балкам и боковым рамам нагрузки величиной 3087 кН (315 тс), превышающей минимально допускаемую нагрузку на 26 и 11 процентов соответственно, трещин и разрушений на надрессорных балках и боковых рамах не выявлено, что свидетельствует о сохранении ими несущей способности.

3.3 Испытания на усталостную прочность

Цель испытаний

Экспериментальное подтверждение соответствия деталей установленным нормативной документации на надрессорные балки и боковые рамы требованиям к показателям сопротивления усталости [182, 183].

Определяемые характеристики

При испытаниях фиксировались число циклов N_i^{TP} до появления первой, а также других макротрещин длиной 10-15 мм, определяемых визуально, и число циклов N_i до потери несущей способности или разрушения с указанием номера макротрещины, по которой произошло разрушение детали.

Полученные при испытаниях значения числа циклов N_i^{TP} и N_i округлялись в меньшую сторону с точностью до тысячи циклов.

Методика проведения испытаний

Схемы нагружения надрессорной балки и боковой рамы аналогичны схемам нагружения литых деталей тележки при статических прочностных испытаниях.

Каждую деталь испытывали при ассиметричном цикле нагружения до разрушения или достижения базового числа циклов $N_0=10^7$. Первоначально испытывались три детали на режиме, принятом для сокращенных ускоренных периодических испытаний [184].

Затем переходили к меньшим уровням амплитуд нагружения. При достижении на одном из уровней амплитуд базового числа циклов оставшиеся

детали испытывались не менее, чем на 4-х уровнях амплитуд переменных нагрузок.

Частота действия переменных нагрузок находилась в пределах 300-600 циклов в минуту (5 – 10 Гц).

Контроль величин и стабильности нагрузок в процессе испытаний осуществлялся по показаниям штатных силоизмерительных устройств испытательной установки, а так же по показаниям тензодатчиков с базой 20 мм сопротивлением 200 Ом, наклеенных на нижнем поясе в среднем сечении параллельно ее продольной оси.

Регистрация числа циклов производилась при помощи специального счетчика. Осмотр испытываемых деталей и контроль показаний приборов производился не реже одного раза в час.

После прекращения испытаний на усталость при наличии макротрещин деталь нагружалась повышенной квазистатической нагрузкой до раскрытия макротрещины для изучения особенностей зоны усталостного разрушения.

Обработка и анализ результатов испытаний

В соответствии с методиками испытаний на усталость [182, 183] при полных испытаниях вычислялись с точностью до 6 значащих цифр основные статистические характеристики:

- выборочные средние значения логарифмов величин амплитуд переменной нагрузки P_{ai} и чисел циклов N_i до разрушения

$$(\lg P_a)_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \lg P_{ai}}{n} \quad (3.2)$$

$$(\lg N)_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \lg N_i}{n} \quad (3.3)$$

где n – число испытанных образцов (объем выборки);

- выборочные среднеквадратичные отклонения значений логарифмов амплитуд нагрузки $S_{\lg P_a}$ и чисел циклов $S_{\lg N}$

$$S_{\lg P_a} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [\lg P_{ai} - (\lg P_a)_{cp}]^2}{n-1}} \quad (3.4)$$

$$S_{\lg N} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [\lg N_i - (\lg N)_{cp}]^2}{n-1}} \quad (3.5)$$

- коэффициент линейной корреляции экспериментальных данных

$$\rho = \frac{\sum_{i=1}^n [\lg P_{ai} - (\lg P_a)_{cp}] \cdot [\lg N_i - (\lg N)_{cp}]}{(n-1) \cdot S_{\lg P_a} \cdot S_{\lg N}} \quad (3.6)$$

- показатель степени m уравнения кривой усталости вида $P_{ai}^m \cdot N = \text{const}$

$$m = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{S_{\lg N}}{S_{\lg P_a}} \quad (3.7)$$

По уравнению линии регрессии вычисляется среднее (соответствующее вероятности $\alpha = 0,5$) значение предела выносливости при базовом числе $N_0 = 10^7$ циклов по формуле:

$$(\lg P_a)_{0,5} = (\lg P_a)_{cp} + \frac{1}{m} |7 - (\lg N)_{cp}| \quad (3.8)$$

Логарифм минимального возможного значения предела выносливости в амплитудах при других значениях односторонней вероятности α вычислялся по формуле:

$$(\lg P_a)_\alpha = (\lg P_a)_{0,5} + Z_\alpha \cdot (S_{\lg P_a}^* + S_0 + S_S) \quad (3.9)$$

где Z_α – квантиль нормального распределения для доверительной вероятности α . При принятой вероятности $\alpha = 0,95$, $Z_\alpha = -1,645$ (вероятность неразрушения деталей равна 0,95);

$S_{\lg P_a}^*$ – мера индивидуального рассеивания частных пределов ограниченной выносливости относительно линии регрессии

$$S_{\lg P_a}^* = S_{\lg P_a} \cdot \sqrt{1 - \rho^2};$$

S_0 – основная ошибка среднего выборочного значения предела

$$\text{выносливости } S_0 = \frac{S_{\lg P_a}^*}{\sqrt{n}};$$

S_S – основная ошибка меры индивидуального рассеивания предела

$$\text{выносливости } S_S = \frac{S_{\lg P_a}^*}{\sqrt{2(n-1)}}$$

Достоверность определения предела выносливости дополнительно проверялась оценкой величины коэффициента линейной корреляции ρ при уровне значимости 0,05 в зависимости от числа степеней свободы $n-2$, где n – количество испытанных деталей. Результаты испытаний считаются в целом достоверными, если полученные значения коэффициента корреляции больше критического значения $[\rho]$, приведенного в таблице 3.6.

Таблица 3.6

Критические значения коэффициента корреляции в зависимости от кол-ва испытанных деталей

| Число степеней свободы, $n-2$ | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Критическое значение коэффициента корреляции, $[\rho]$ | 0,707 | 0,666 | 0,632 | 0,602 | 0,576 | 0,553 | 0,532 |

Коэффициент запаса сопротивления усталости вычислялся по формуле:

$$n = \frac{(P_a)_{0,95} + \Delta}{P_{ст} \cdot K_u \cdot K_{дэ}} \quad (3.10)$$

где $P_{ст}$ – расчетная вертикальная статическая нагрузка брутто на деталь, при осевой нагрузке 25,0 тс;

K_u – коэффициент использования грузоподъемности вагона.

$K_{дэ}$ – коэффициент вертикальной динамики, приведенный к базовому числу циклов нагружения N_0 ;

Δ – корректирующая добавка к $(P_a)_{0,95}$, учитывающая разницу между средней (постоянной) нагрузкой цикла при испытании и расчетной вертикальной статической нагрузкой брутто, принимают равной: $\Delta = \Psi_{ск} (P_m - P_{ст} \cdot K_u)$;

где $\Psi_{ск}$ – коэффициент чувствительности детали к асимметрии цикла, для надрессорных балок и боковых рам из стали 20ГЛ;

P_m – постоянная средняя нагрузка, тс.

Графики зависимости количества циклов до разрушения детали от амплитудной нагрузки и уравнение линии регрессии в двойных логарифмических координатах для надрессорной балки и боковой рамы представлены на рис. 3.10 – 3.11.

После проведения вычислений по формулам (3.2 – 3.10), получены следующие результаты:

-для надрессорной балки

$$(\lg P_a)_{cp} = 1,537771;$$

$$(\lg N)_{cp} = 6,721598;$$

$$S_{\lg P_a} = 2,716437 \cdot 10^{-2};$$

$$S_{\lg N} = 2,142681 \cdot 10^{-1};$$

$$\rho = 0,881 > [\rho] = 0,666;$$

$$m = 8,947;$$

$$(\lg P_a)_{0,5} = 1,506655;$$

$$(\lg P_a)_{0,95} = 1,473258$$

$$n = 2,05 > [n] = 1,8.$$

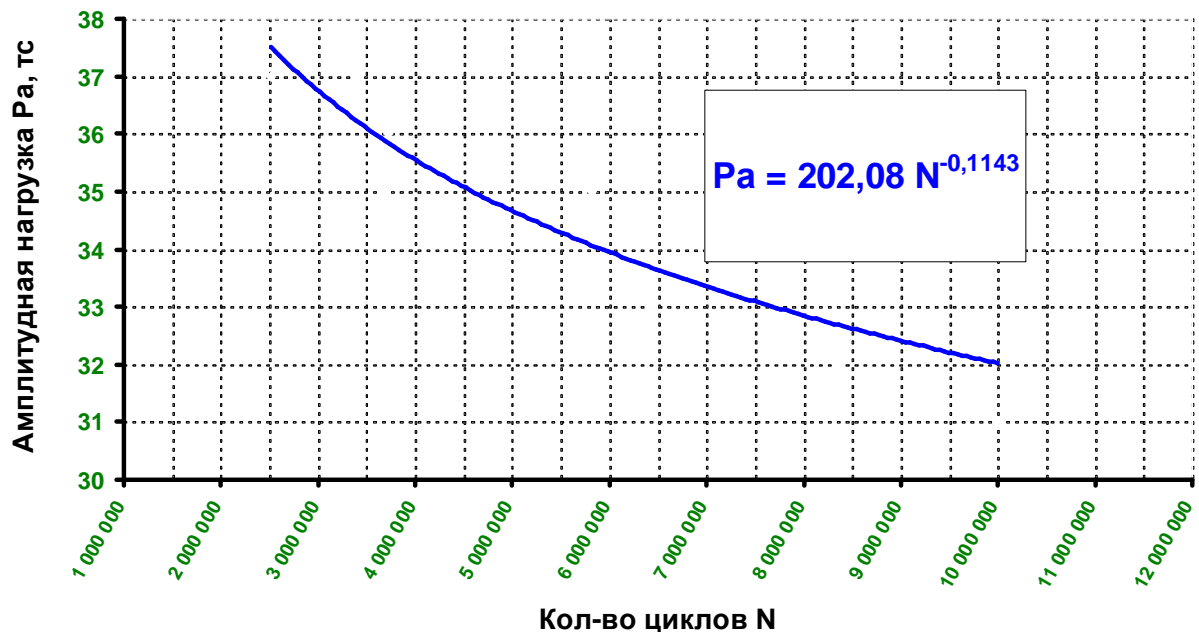


Рис. 3.10 – График зависимости количества циклов до разрушения надрессорной балки от амплитудной нагрузки

-для боковой рамы

$$(\lg P_a)_{cp} = 1,453309;$$

$$(\lg N)_{cp} = 6,650405;$$

$$S_{\lg Pa} = 2,619465 \cdot 10^{-2};$$

$$S_{\lg N} = 2,500084 \cdot 10^{-1};$$

$$\rho = 0,716487 > [\rho] = 0,666;$$

$$m = 13,3;$$

$$(\lg P_a)_{0,5} = 1,427065;$$

$$(\lg P_a)_{0,95} = 1,379470;$$

$$n = 2,31 > [n] = 1,8.$$

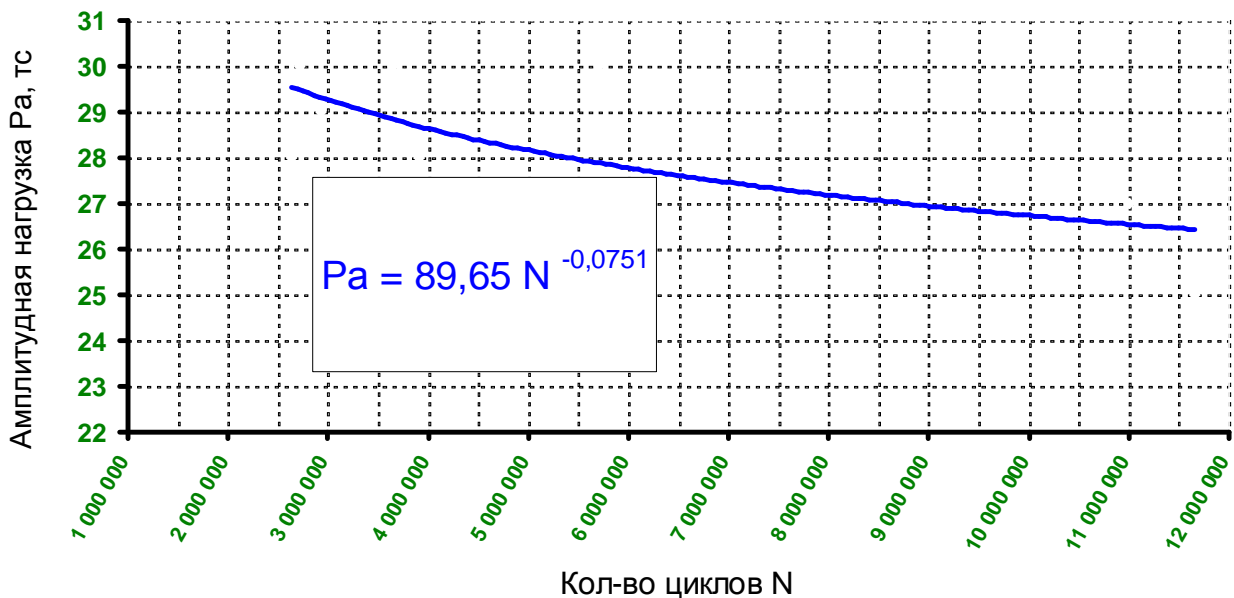


Рис. 3.11 – График зависимости количества циклов до разрушения боковой рамы от амплитудной нагрузки

3.4 Ходовые прочностные испытания

Цель и задачи испытаний.

Основной задачей ходовых прочностных испытаний являлось определение уровня динамических напряжений в элементах конструкции тележки, возникающих при движении вагона с заданной нагрузкой с различными

скоростями, вплоть до конструкционной, на характерных участках железнодорожного пути соответствующей конструкции и текущего состояния.

Методика проведения испытаний.

Выбор мест расположения тензодатчиков на ходовые прочностные испытания производился на основании анализа результатов статических испытаний.

Ходовые прочностные испытания выполнены на опытных образцах тележек установленных под вагоном-цистерной модели 15-1547-03, при этом в тележках в качестве боковой рамы использовался ее прототип. Последующее сравнение результатов расчетов и статических прочностных испытаний прототипа с результатами его ходовых прочностных испытаний должны дать возможность сделать заключение о надежности боковой рамы унифицированной конструкции, рассчитанной и испытанной на прочность с применением аналогичных расчетных схем и схем приложения испытательных нагрузок.

Обработка результатов испытаний

Для оценки динамической прочности литых деталей тележки по III расчетному режиму определялись вероятные максимальные с вероятностью 0,999 значения амплитуд динамических напряжений в исследуемых точках элементов тележки - σ_{maxIII} , МПа, которые суммировались с напряжениями от вертикальной статической нагрузки $Q_{\sigma p1} - \sigma_{\sigma p1}$, МПа. Значения напряжений $\sigma_{\sigma p1}$, МПа были приняты по результатам статических испытаний на прочность.

При этом суммарные напряжения - $\Sigma\sigma_{III}$, МПа, сравнивались с допускаемыми.

$$\Sigma\sigma_{III} = \sigma_{\sigma p1} + \sigma_{maxIII} \leq [\sigma]_{III} \quad (3.11)$$

Размещение тензодатчиков на надрессорной балке и прототипе боковой рамы при проведении ходовых прочностных испытаниях тележки с увеличенной осевой нагрузкой представлены на Рис. 3.13 и 3.14 соответственно.

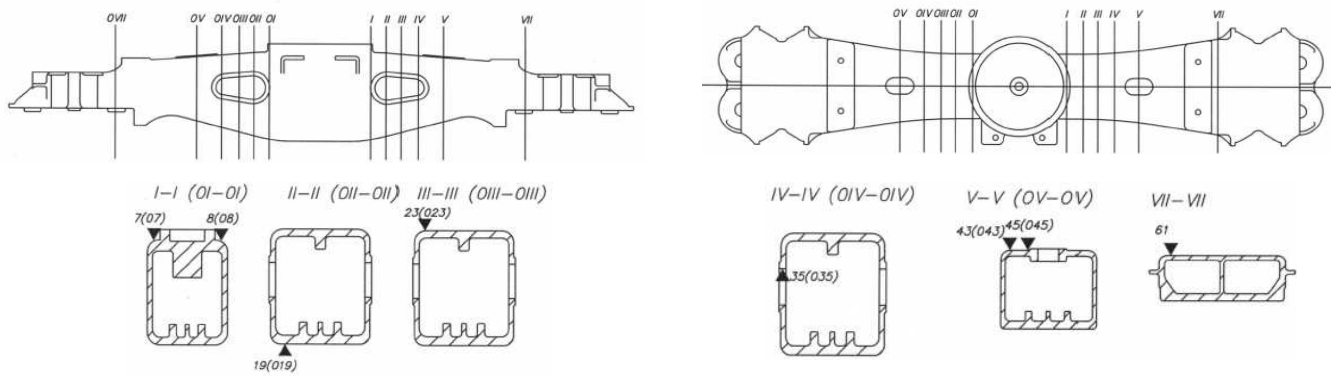


Рис. 3.13 – Размещение тензодатчиков на надрессорной балке

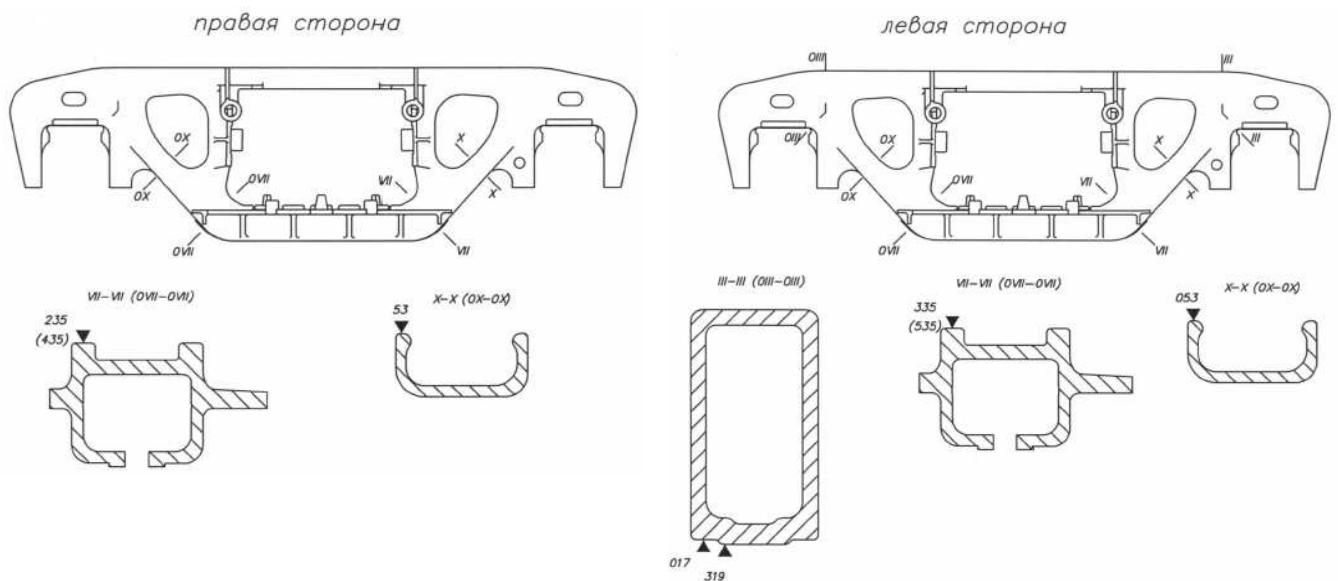


Рис. 3.14 – Размещение тензодатчиков на прототипе боковой рамы

Результаты испытаний

Максимальные значения амплитуд динамических напряжений в литых деталях тележки при ее ходовых испытаниях зафиксированы в точке 7 надрессорной балки и точке 535 боковой рамы. При этом максимальные суммарные напряжения по III режиму получены в точке 8 надрессорной балки (128 МПа) и точке 535 боковой рамы (133 МПа). Значения амплитуд динамических напряжений и суммарные напряжения по III режиму в остальных исследуемых точках деталей тележки приведены в Приложении Д.

Анализ результатов проведенных ходовых прочностных испытаний показывает, что во всех исследованных элементах конструкции тележки и ее элементов суммарные напряжения по III расчетному режиму во всем диапазоне скоростей не превышают допускаемых.

3.5 Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований прочности литых деталей тележки

Для удобства сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований прочности литых деталей тележки построены диаграммы, на которых отображены максимальные значения напряжений в наиболее ответственных сечениях надрессорной балки и боковой раме тележки, полученные по результатам расчета МКЭ, статических и ходовых прочностных испытаний.

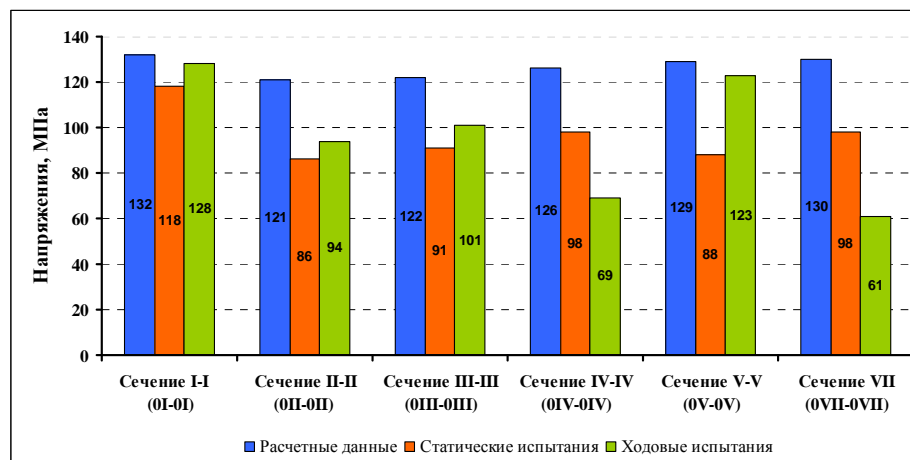


Рис. 3.15 – Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований прочности надрессорной балки

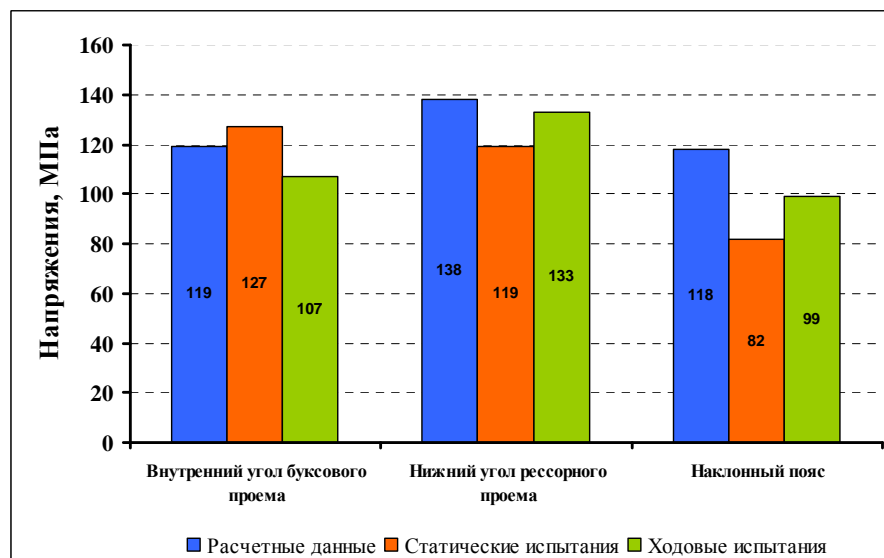


Рис. 3.16 – Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований прочности прототипа боковой рамы (а) и унифицированной боковой рамы (б)

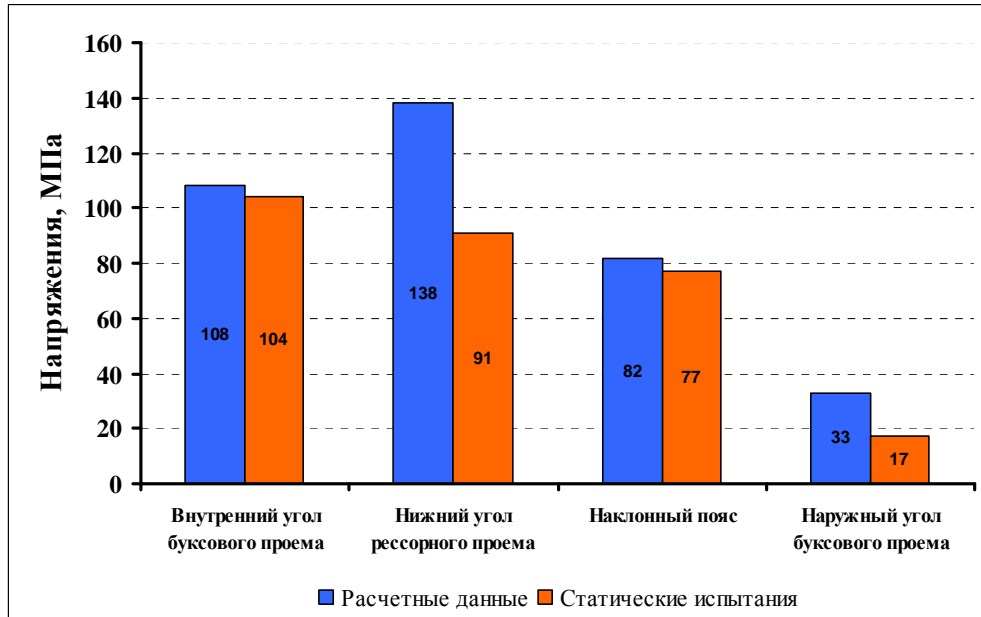


Рис. 3.17 – Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований прочности унифицированной боковой рамы

Сравнение результатов расчета и испытаний на прочность надрессорной балки и прототипа боковой рамы тележки показывает, что во всех случаях значения напряжений, полученных в результате ходовых прочностных испытаний, ниже расчетных. Это позволяет сделать вывод о том, что унифицированная боковая рама так же обладает достаточной прочностью. Другим основанием для такого вывода служит и то, что значения напряжений в основных исследуемых зонах унифицированной боковой рамы, полученные по результатам расчета МКЭ, ниже, чем у ее прототипа.

По результатам теоретических и экспериментальных исследований конструкции надрессорной балки и боковой рамы соответствуют современным нормативным требованиям [184, 185].

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 3

1. Для экспериментального исследования статической и усталостной прочности надрессорной балки и боковой рамы тележки изготовлены опытные партии деталей в достаточном количестве для обеспечения получения достоверных экспериментальных данных.

2. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния деталей тележки с увеличенной осевой нагрузкой, при действии на них статических нагрузок, показали, что во всех исследованных зонах, рекомендуемых нормативной документацией, надрессорной балки и боковой рамы при статических испытаниях на прочность суммарные напряжения при всех режимах не превышают допускаемых напряжений.

3. Сохранение несущей способности надрессорной балкой и боковой рамой, по результатам испытаний разрушающими нагрузками, превышающими минимально допускаемые значения на 26 и 11 процентов соответственно, также свидетельствует о достаточном запасе прочности предложенных конструкций литых деталей тележки.

4. Определенные по результатам испытаний коэффициенты запаса усталостной прочности для надрессорной балки и боковой рамы больше минимально допускаемого для результатов испытаний значения на 2,5 и 28 процентов соответственно, при этом достоверность полученных результатов подтверждается полученной величиной коэффициента линейной корреляции ρ , значение которого составило для надрессорной балки 0,887, а для боковой рамы 0,716, что больше критического значения коэффициента корреляции 0,666 при испытании деталей в количестве девяти штук.

5. Выполнены исследования прочности литых деталей при динамических испытаниях тележки новой конструкции, при этом значения суммарных напряжений, полученных по результатам статических и ходовых прочностных испытаний, не превышают допускаемых значений, что вместе с остальными результатами теоретических и экспериментальных исследований подтверждает надежность предложенных конструктивных решений.

6. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований прочностных характеристик конструкции литых деталей тележки грузовых вагонов свидетельствует о хорошей сходимости результатов и достоверности полученных данных.

РАЗДЕЛ 4

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА ТЕЛЕЖКАХ С УВЕЛИЧЕННОЙ ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ

4.1 Определение динамических характеристик грузовых вагонов

4.1.1 Объекты исследования

Увеличение грузоподъемности вагона позволяет повысить массу поезда, что при сохранении длины станционных путей позволяет сократить капитальные вложения в развитие пропускной способности железных дорог, уменьшить капитальные вложения в подвижной состав и затраты на маневровую работу, взвешивание вагонов и документальное оформление грузов.

При проектировании вагона нового поколения унификация принципиальной схемы его кузова с аналогичным типом вагона предыдущего поколения, должна быть одним из главных критериев оценки эффективности конструкторской работы.

Унификация позволит уменьшить стоимость производства вагонов за счет возможности использования существующего технологического оборудования, а также снизить эксплуатационные затраты на ремонт и техническое обслуживание за счет существующей на сети дорог ремонтной базы, с помощью которой будет производиться восстановительный ремонт деталей и узлов вагона.

Т.к. увеличение грузоподъемности вагона влечет за собой увеличение основных эксплуатационных нагрузок, сохранение несущей способности кузова при увеличении его грузоподъемности может быть достигнуто за счет использования при изготовлении элементов несущих конструкций материалов повышенной прочности.

Вместе с тем, важным этапом при проверке заявленных прочностных характеристик остаются динамические прочностные испытания, при которых определяется уровень динамических напряжений в основных несущих элементах конструкции кузова, возникающих при движении вагона с заданной нагрузкой с различными скоростями, вплоть до конструкционной, на характерных участках

железнодорожного пути соответствующей конструкции и текущего состояния, а также уточнение отдельных динамических сил, действующих на характерные узлы вагона.

Исследовались вагон-цистерна модели 15-1900 для нефтепродуктов и полувагон модели 12-1905 для перевозки угля, руды, щебня и других сыпучих грузов, а также крупнокузовных, штабельных, штучных и длинномерных грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков. Вагоны спроектированы в ООО «ГСКБВ им. В.М.Бубнова» на базе тележки модели 18-1711, а опытные образцы изготовлены на ПАО «Азовобщесмаш». Прототипами для указанных вагонов были соответственно вагон-цистерна модели 15-1547-03 и полувагон модели 12-1704-04 серийно выпускаемые на ПАО «Азовобщесмаш» на протяжении многих лет. Важным моментом является то, что новые модели вагонов изготовлены с использованием существующего технологического оборудования. Это позволит при их серийном изготовлении сократить до минимума затраты на подготовку производства, что положительно отразится на конечной стоимости вагонов, а так же обеспечит их ремонтпригодность на всех существующих профильных предприятиях железнодорожного хозяйства.

Технические характеристики исследуемых вагонов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Технические характеристики исследуемых вагонов

| Наименование показателя (параметра, размера) | Значение показателя | |
|---|--------------------------------------|-----------------------------|
| | Вагон-цистерна модели 15-1900 | Полувагон модели 12-1905 |
| Грузоподъемность, т, не более | 73,5 | 75,5 |
| Масса тары, т | 26,0 ^{+0,5} _{-0,8} | 24±0,5 |
| Расчетная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (тс) | 245,0 (25,0) | |
| Габарит по ГОСТ 9238-83 | 1-ВМ | |

Продолжение таблицы 4.1

| | | |
|--|-------------------------------------|----------------------|
| Объем котла (кузова), м ³ | 87±0,4 | 90±0,5 |
| Ширина кузова, мм | 3260±6 | 3204±10 |
| Длина кузова (котла), мм | 11260 ⁺¹⁹ ₋₁₇ | 13130 ₋₃₀ |
| База вагона, мм | 7800±5 | 8650±5 |
| Длина вагона по осям сцепления автосцепок, мм | 12020 ⁺⁶⁰ ₋₄₅ | 13920+43 |
| Минимальный радиус прохождения кривых участков пути, м: 1) при проезде в сцепе - участка сопряжения кривой и прямой - S-образной кривой 2) при проходе одиночным вагоном круговой кривой | | 80 120 60 |
| Конструкционная скорость, км/ч | | 120 |

4.1.2 Нормативные расчеты

В соответствии с [179] оценка качества хода вагонов производится путем сравнения с нормативными следующих показателей:

- а) вертикальных и горизонтальных ускорений;
- б) коэффициентов вертикальной динамики;
- в) отношения рамной силы к статической нагрузке от колесной пары на рельсы;
- г) коэффициента запаса устойчивости колесной пары от схода с рельсов по условию вкатывания гребня колеса на головку рельса;
- д) коэффициента запаса поперечной устойчивости вагонов от опрокидывания в кривой под действием боковых сил.

В расчете определяются указанные показатели хода вагонов, за исключением ускорений, которые целесообразно определять только экспериментальным путем.

Кроме того, в расчете определяются центры тяжести груженых и порожних вагонов.

Ординаты центра тяжести вычисляются по формулам:

для порожнего вагона

$$h_{уп} = \frac{\sum P_i h_i}{T}, \quad (4.1)$$

для груженого вагона

$$h_{уз} = \frac{\sum P_i h_i' + Q_2 h_2}{T + Q_2}, \quad (4.2)$$

где P_i , Q_2 , T – сила тяжести узлов вагона, перевозимого груза и тары соответственно;

h_i , h_i' , h_2 – ординаты центров тяжести узлов порожнего, груженого вагона и перевозимого груза соответственно.

Коэффициент вертикальной динамики вычисляется по формуле

$$K_{\partial\partial} = \frac{\overline{K_{\partial\partial}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{\partial\partial})}}, \quad (4.3)$$

где $\overline{K_{\partial\partial}}$ – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики;

β – параметр распределения;

$P(K_{\partial\partial})$ – расчетная односторонняя вероятность.

Среднее вероятное значение $\overline{K_{\partial\partial}}$ вычисляется по формуле

$$\overline{K_{\partial\partial}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V - 15}{f_{cm}}, \quad (4.4)$$

где a – коэффициент принимается согласно «Нормм ..» для

элементов кузова, обрессоренных и необрессоренных частей тележки;

b – коэффициент, учитывающий число осей n в тележке под одним концом вагона

$$b = \frac{n+2}{2n}, \quad (4.5)$$

n – количество осей в тележке;

V – конструкционная скорость движения вагона;

f_{cm} – статический прогиб рессорного подвешивания вагонов.

Значение рамной силы H_p определяется по формуле

$$H_p = \overline{H}_p \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(H_p)}}, \quad (4.6)$$

где \overline{H}_p – среднее вероятное значение рамной силы;

$P(H_p)$ – расчетная односторонняя вероятность.

Среднее вероятное значение рамной силы определяется по формуле

$$\overline{H}_p = P_0 \cdot b \cdot \delta \cdot (5 + V), \quad (4.7)$$

где P_0 – расчетная статическая осевая нагрузка;

δ – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона, принимается согласно [176].

Коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса (по условию вкатывания) определяется для порожнего и груженого состояния вагона по формуле

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_e}{P_{\delta}} \geq [K_{yc}] \quad (4.8)$$

где P_e – вертикальная нагрузка от набегающего колеса на рельс;

P_{δ} – боковое усилие взаимодействия гребня набегающего колеса и головки рельса.

Оценка устойчивости колесной пары против схода с рельсов производится для двух расчетных случаев согласно [176].

Для первого расчетного случая коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса определяется по формуле

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \times \frac{2Q_{uc}^{cm} \left[\frac{b - a_2}{l} (1 - \overline{K_{\partial\sigma 1}}) - \frac{b}{l} \overline{K_{\partial\sigma k}} \right] + \overline{H_p} \frac{r}{l} + q_{kn}^n \frac{b - a_2}{l}}{\overline{H_p} + \mu \left\{ 2Q_{uc}^{cm} \left[\frac{b - a_1}{l} (1 - \overline{K_{\partial\sigma}}) + \frac{b}{l} \overline{K_{\partial\sigma k}} \right] - \overline{H_p} \frac{r}{l} + q_{kn}^n \frac{b - a_1}{l} \right\}}, \quad (4.9)$$

где β – угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса с горизонталью;

μ – коэффициент трения поверхностей колес и рельсов;

Q_{uc}^{cm} – сила тяжести обрессоренных частей вагона, действующая на шейку оси колесной пары:

- для порожнего вагона

$$Q_{uc}^{cm} = \frac{T - P_1}{4n}, \quad (4.10)$$

- для груженого вагона

$$Q_{uc}^{cm} = \frac{T + Q_2 - P_1}{4n}, \quad (4.11)$$

где q_{kn}^n – сила тяжести необрессоренных частей, приходящихся на колесную пару;

$\overline{K_{\partial\sigma 1}}$ – расчетное значение коэффициента вертикальной динамики вагона, приближенно принимается

$$\overline{K_{\partial\sigma 1}} = 0,75 \cdot \overline{K_{\partial\sigma}}, \quad (4.12)$$

$\overline{K_{\partial\sigma}}$ – вычисляется по формуле (4.4) для обрессоренных частей тележки (при $a = 0,1$);

$\overline{K_{\partial\sigma k}}$ – расчетное значение коэффициента динамики боковой качки, приближенно принимается

$$\overline{K_{\partial\sigma k}} = 0,25 \cdot \overline{K_{\partial\sigma}}, \quad (4.13)$$

$\overline{H_p}$ – расчетное среднее значение рамной силы;

$2b$ – расстояние между серединами шеек оси, $2b = 2,036$ м;

l – среднее расстояние между точками контакта колес с рельсами,

$l = 1,58$ м;

$a_{1,2}$ – расчетные расстояния от точек контакта до середины шеек;

r – радиус среднеизношенного колеса.

Для второго расчетного случая коэффициент запаса устойчивости колесной пары определяется только для порожнего состояния вагона при наличии и отсутствии возвышения наружного рельса и вычисляется по формуле

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \times \frac{P_m + 2\gamma \cdot N \left\{ \left[\frac{\delta_0 L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a_3} \right) h_n \pm \alpha \frac{L_c}{R} h_a \right] \right\} \frac{1}{2S} \mp 2P_{mcm} \frac{h_p}{2S} \frac{h_u}{2S}}{\mu \cdot P_m + 2\gamma \cdot N \left\{ \left[\frac{\delta_0 L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a_3} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \left(1 - \mu \frac{h_a}{2S} \right) \mp \mu \frac{L_c}{R} \cdot \frac{h_a - h_n}{2S} \right\} \mp 2P_{mcm} \frac{h_p}{2S} \left(1 - \mu \frac{h_u}{2S} \right)} \geq [K_{yc}] \quad (4.14)$$

где P_m – вертикальная нагрузка от тележки на путь с учетом ее

обезгрузки при эксцентричном действии продольных сил;

P_{mcm} – вертикальная статическая нагрузка от тележки на путь;

γ , α – коэффициенты перекоса;

N – расчетные продольные сжимающие силы, действующие на автосцепки вагона принимаются для порожнего вагона согласно [176];

$2\delta_0$ – суммарный свободный поперечный разбег рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении;

$2l$, $2L$, $2L_c$ – соответственно база вагона, расстояние между упорными плитами автосцепок и длина вагона по осям сцепления автосцепок;

a_3 – длина корпуса автосцепки от оси сцепления до конца хвостовика;

h_n , h_a , h_u – соответственно высоты рабочей плоскости пятника, оси автосцепки и центра тяжести вагона над уровнем плоскости головок рельсов;

h_p – возвышение наружного рельса в кривой принимается согласно [176] ($h_p=1,15$ м или $h_p=0$);

$2S$ – расстояние между кругами катания колес принимается согласно [176]

$$2S = 1,6 \text{ м};$$

R – радиус кривой принимается согласно [176] $R = 250 \text{ м}$.

В формуле (4.14) верхние знаки соответствуют установке I вагона, когда набегающее колесо вкатывается на наружный рельс, а нижние – установке II, когда набегающее колесо вкатывается на внутренний рельс.

Вертикальная нагрузка от тележки на путь вычисляется по формуле

$$P_m = P_{mcm} - \frac{N \frac{\Delta h}{2a_3} \left(\frac{L+l}{2l} - \frac{L}{l} \cdot \frac{1}{1 - \frac{C_e \cdot l^2}{NL}} \right)}{1 - \frac{N}{2a_3 C_e} \left(1 + \frac{L^2}{l^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{NL}{C_e l^2}} \right)}, \quad (4.15)$$

где Δh – разность уровней осей автосцепок в соединении двух вагонов принимается согласно [176] $\Delta h = 0,08 \text{ м}$;

C_e – вертикальная жесткость рессорного подвешивания одной тележки

$$C_e = \frac{1}{\lambda} \quad (4.16)$$

Коэффициенты перекоса γ и α вычисляются по формулам:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{ка}}}, \quad \alpha = \frac{1 - \frac{N}{N_{ка}}}{1 - \frac{N}{N_{кб}}}, \quad (4.17)$$

где $N_{ка}$ и $N_{кб}$ – продольные критические силы, приводящие к относительному перекосу вагонов и осей автосцепок в плане

$$N_{ка} = \frac{C_2}{1 + \frac{L}{a_3}} \cdot \frac{l^2}{L}, \quad N_{кб} = a_3 C_2, \quad (4.18)$$

C_2 – горизонтальная (поперечная) жесткость рессорного подвешивания одной тележки

$$C_2 = 14C_{21} + 4C_{22} + 10C_{23}, \quad (4.19)$$

C_{21}, C_{22}, C_{23} – горизонтальная жесткость пружин тележки;

$$C_{21} = \frac{3Ed_1^4}{8D_1n_1[H_1^2(2+\mu)+3D_1^2]}, \quad (4.20)$$

$$C_{22} = \frac{3Ed_2^4}{8D_2n_2[H_2^2(2+\mu)+3D_2^2]}, \quad (4.21)$$

$$C_{23} = \frac{3Ed_3^4}{8D_3n_3[H_3^2(2+\mu)+3D_3^2]}, \quad (4.22)$$

d_1, d_2, d_3 – диаметры прутка пружин;

D_1, D_2, D_3 – средние диаметры пружин

n_1, n_2, n_3 – число рабочих витков пружин;

H_1, H_2, H_3 – высота пружин под вертикальной нагрузкой

$$H_{1,2,3} = H_c - d_{1,2,3} - f_{cm}, \quad (4.23)$$

H_c – высота ненагруженной пружины;

E – модуль упругости материала пружины;

μ – коэффициент Пуассона.

Перед определением K_{yc} следует проверить выполнение условия

$$\delta_y < [\delta_y], \quad (4.24)$$

где $[\delta_y]$ – предельное (по конструкции) поперечное перемещение надрессорной балки относительно рамы тележки; $[\delta_y] = 0,024$ м;

δ_y – упругая поперечная деформация рессорных комплектов тележек

под действием поперечных горизонтальных сил $H_{1,2}^2$,

$$H_{1,2}^2 = \gamma \cdot N \left[\frac{\delta_0 L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a_3} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right]. \quad (4.25)$$

Упругая поперечная деформация рессорных комплектов тележек вычисляется по формуле

$$\delta_{y(1,2,3)} = \frac{H_{(1,2,3)}^2}{C_2}. \quad (4.26)$$

Оценка устойчивости вагона от опрокидывания производится при движении его по кривым участкам в порожнем и груженом состоянии для двух случаев опрокидывания: наружу кривой и внутрь кривой.

Коэффициент запаса устойчивости вагона от опрокидывания вычисляется по формуле

$$K_{yo} = \frac{P_{ст}}{P_{дин}} \geq [K_{yo}], \quad (4.27)$$

где $P_{ст}$ – статическая вертикальная сила давления колеса на рельс с учетом обезгрузки при действии вертикальных составляющих продольных сил, действующих на вагон через автосцепки;

$P_{дин}$ – динамическая вертикальная сила давления колеса на рельс, вызванная действием поперечных сил с учетом перемещений центров тяжести кузова и тележек;

$[K_{yo}]$ – допускаемый коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания.

Силы $P_{ст}$ и $P_{дин}$ вычисляются по формулам:

$$P_{ст} = \frac{G_в - 2P_N^в}{2n_1}, \quad (4.28)$$

$$P_{дин} = \frac{F_к h_{цк} + 2F_m h_{цм} + F_{вк} h_{вк} + 2F_{вм} h_{вм} + 2P_N^n h_a + G_к \Delta_к + 2G_m \Delta_m}{n_1 2S}, \quad (4.29)$$

где $G_в$ – сила тяжести вагона;

n_1 – число осей вагона;

$P_N^в$ – вертикальная составляющая продольной силы, действующей на кузов вагона через автосцепку;

$$P_N^в = N \frac{\Delta h}{2a}, \quad (4.30)$$

где P_N^n – поперечная (горизонтальная) составляющая продольной силы, действующая на вагон через автосцепку,

$$P_N^n = N \frac{L_c}{R}, \quad (4.31)$$

где N – продольная квазистатическая сила, действующая на кузов

через автосцепку, принимаются согласно [176];

Δh – разность уровней осей автосцепок исследуемого и соседних вагонов принимается согласно [176];

$2a$ – длина жесткого стержня, образованного двумя сцепленными автосцепками принимается согласно [176];

R – радиус расчетной кривой принимается согласно [176]:

- при опрокидывании наружу кривой $R = 650$ м,

- при опрокидывании внутрь кривой $R = 300$ м;

F_k, F_m – боковые силы, действующие на кузов и тележку

- для порожнего вагона

$$F_k = a_{\text{неп}} \frac{T - (P_1 + P_2)}{g}, \quad (4.32)$$

- для груженого вагона

$$F'_k = a_{\text{неп}} \frac{T + Q_2 - (P_1 + P_2)}{g}, \quad (4.33)$$

- для тележки

$$F_m = a_{\text{неп}} \frac{P_1 + P_2}{2 \cdot g}, \quad (4.34)$$

где $a_{\text{неп}}$ – боковое непогашенное ускорение вагона в кривой принимается согласно [176]:

- при опрокидывании наружу кривой $a_{\text{неп}} = 0,7 \text{ м/с}^2$,

- при опрокидывании внутрь кривой $a_{\text{неп}} = -0,9 \text{ м/с}^2$;

g – ускорение свободного падения;

h_p – возвышение наружного рельса, согласно [176] $h_p = 0,15$ м;

$F_{\text{вк}}, F_{\text{вм}}$ – силы давления ветра на кузов и тележку вычисляются по формулам:

$$F_{\text{вк}} = P_{\text{уд}}^{\text{в}} \cdot S_k, \quad (4.35)$$

$$F_{\text{вм}} = P_{\text{уд}}^{\text{в}} \cdot S_m, \quad (4.36)$$

где $P_{\text{уд}}^{\text{в}}$ – удельное давление ветра принимается согласно [176]:

- при опрокидывании наружу кривой $P_{y\delta}^g = 500$ Па,

- при опрокидывании внутрь кривой $P_{y\delta}^g = 400$ Па;

S_k – площадь боковой проекции поверхности кузова;

S_m – площадь боковой проекции одной тележки;

G_k, G_m – силы тяжести кузова и тележки:

$$G_k = T - (P_1 + P_2), \quad (4.37)$$

$$G'_k = T - (P_1 + P_2) + Q_2, \quad (4.38)$$

$$G_m = \frac{P_1 + P_2}{2}, \quad (4.39)$$

$h_{цк}, h_{цт}$ – высота от уровня головок рельсов до центров тяжести кузова и тележки;

$$h_{цк} = \frac{T \cdot h_{цт} - (P_1 h_1 + P_2 h_2)}{T - (P_1 + P_2)}, \quad (4.40)$$

$$h'_{цк} = \frac{(T + Q_2) h_{цг} - (P_1 h'_1 + P_2 h'_2)}{T + Q_2 - (P_1 + P_2)}, \quad (4.41)$$

$h_{вк}, h_{вт}$ – то же до геометрических центров боковых проекций кузова и тележки;

h_a – высота от уровня головок рельсов до продольной оси автосцепки;

Δ_k, Δ_m – суммарные, параллельные плоскости головок рельсов, перемещения центров тяжести кузова и тележки относительно центрального положения продольной оси вагона.

Для всех типовых вагонов рекомендуется $\Delta_m = 8$ мм.

Суммарные смещения центра тяжести кузова Δ_k в общем случае образуются за счет:

Δ_1 - поперечного одностороннего перемещения из центрального положения рам тележек относительно букс колесных пар;

Δ_2 – то же надрессорных балок относительно рам тележек;

Δ_3 – то же пятников рамы кузова относительно надрессорных балок;

Для типовых грузовых вагонов сумму выше перечисленных перемещений принимаем равной $\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 12$ мм.

Δ_4 – установочного (технологического) поперечного смещения продольной оси кузова относительно продольной оси, проходящей через центры пятников;

Δ_5 – смещение центра тяжести кузова при боковом наклоне кузова за счет зазоров между скользунами кузова и тележек;

Δ_6 – то же за счет одностороннего прогиба рессор при действии боковых сил.

Величины Δ_5 и Δ_6 вычисляются по формулам:

$$\Delta_5 = \frac{\delta}{S_c} (h_{цк} - h_n), \quad \Delta_6 = \frac{\Delta f}{b} (h_{цк} - h_{ресс}), \quad (4.42)$$

где δ – возможный зазор между скользунами с одной стороны вагона;

$h_n, h_{ресс}$ – высота от уровня головок рельсов соответственно до плоскости подпятников и верхней плоскости рессорных комплектов;

$2S_c, 2b$ – поперечные расстояния между продольными осями скользунов и центрами рессорных комплектов;

Δf – дополнительный прогиб рессор с догружаемой стороны вагона и такой же подъем рессор с разгружаемой стороны при действии боковых сил;

$$\frac{\Delta f}{b} = \operatorname{tg} \Theta \quad (4.43)$$

где Θ – угол наклона кузова на рессорах для груженого и порожнего вагона.

Для порожнего вагона $\operatorname{tg} \Theta$ вычисляется по формуле

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{F_{\kappa} (h_{цк} - h_{ресс}) + F_{\text{вк}} (h_{\text{вк}} - h_{ресс}) + P_N^n (h_a - h_{ресс}) + G_{\kappa} (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5)}{2C_{\text{с}} \cdot b^2 - G_{\kappa} (h_{цк} - h_{ресс})}, \quad (4.44)$$

- для груженого вагона по формуле

$$\operatorname{tg} \Theta' = \frac{F_{\kappa}' (h_{цк}' - h_{ресс}') + F_{\text{вк}}' (h_{\text{вк}}' - h_{ресс}') + P_N^n (h_a' - h_{ресс}') + G_{\kappa}' (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5)}{2C_{\text{с}} \cdot b^2 - G_{\kappa}' (h_{цк}' - h_{ресс}')}, \quad (4.45)$$

где $2C_6$ – вертикальная жесткость рессорных комплектов вагона.

Результаты расчетов динамических показателей полувагона и вагона-цистерны на тележках с увеличенной осевой нагрузкой приведены в таблице 4.2

Таблица 4.2

Результаты расчета динамических показателей

| Наименование параметра, обозначение и размерность | | Значения параметра* | | |
|---|--|----------------------|---------------------------|---------------------------------------|
| | | расчетные | | нормативные |
| | | полувагон 12-1905 | вагон-цистерна 15-1900 | |
| Ордината центра массы вагона, $h_{цп}, h_{цг}, м$ | | 1,191/2,210 | 1,561/2,499 | не более 2,5 груз, 1,9 порож, |
| Коэффициент вертикальной динамики, $K_{дв}$ | для кузова | 0,617/0,314 | 0,486/0,316 | не более 0,4 груз, 0,7 порож, |
| | для необрессорен ной рамы тележки | 0,758/0,501 | 0,627/0,503 | не более 0,8 груз, 0,85 порож, |
| Рамная сила в долях $P_o, H_p/P_o$ | | 0,243/0,243 | 0,243/0,243 | не более 0,30 груз. 0,38 порож, |
| Коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса, $K_{ус}$ | I расчетный случай | 1,78/2,04 | 1,89/2,04 | не менее 1,3 |
| | II расчетный случай | | | не менее 1,2 |
| | при $h_p=0,15м$ установка I | 1,25 | 1,524 | |
| | установка II | 1,87 | 1,810 | |
| | при $h_p=0$ установка I | 1,37 | 1,491 | |
| | установка II | 1,79 | 1,952 | |
| Коэффициент запаса поперечной устойчивости вагона от опрокидывания в кривой, K_{yo} | наружу кривой | 1,77/2,41 | 1,68/2,16 | не менее 1,3 |
| | внутри кривой | 1,30/1,81 | 1,23/1,65 | не менее 1,2 |

* В числителе значение для порожнего вагона, в знаменателе – для груженого.

Результат расчета показателей хода показывает, что по всем показателям исследуемые вагоны соответствуют требованиям [176] и [186].

4.1.3 Математическое моделирование пространственных колебаний грузового вагона

Общие положения

При разработке новых конструкций или модернизации существующих железнодорожных экипажей для предварительной оценки динамических ходовых качеств экипажа давно и широко применяются методы компьютерного моделирования. В основе использования этих методов лежит разработка математических моделей железнодорожных экипажей, которые представляю собой систему инерционных объектов, соединенных между собой линейными и нелинейными упруго-диссипативными связями. Инерционными элементами, в данном случае, являются элементы конструкции экипажа, имеющие до 6-ти степеней свободы. Степень детализации модели может быть различной. Например, если пренебречь относительными перемещениями колесных пар и боковых рам тележки модели 18-100, то в качестве инерционных объектов, из которых состоит пространственная расчетная схема вагона, могут быть выбраны тележки и кузов. При необходимости более детального рассмотрения динамических процессов, происходящих в процессе движения вагона, тележки разбиваются на более мелкие инерционные объекты: колесные пары и боковые рамы.

После создания математической модели железнодорожного экипажа встает вопрос о ее адекватности оригиналу. Единственным способом ответить на этот вопрос является сопоставление результатов расчетов с результатами натуральных экспериментов. По результатам таких сопоставлений выполняется «настройка» модели. В тех случаях, когда пространственная математическая модель разрабатывается для экипажей, еще не прошедших ходовых испытаний, ответ на вопрос об адекватности модели становится весьма сложным. В таких условиях можно производить «настройку» модели, используя эталонную модель. В качестве эталонной модели должна использоваться модель экипажа,

пространственная математическая модель которого уже была разработана и результаты расчетов с ее использованием прошли успешное сравнение с результатами ходовых испытаний. В этом случае выбирают некоторый набор внешних возмущений, действующих на эталонную модель, таким образом, чтобы результаты расчетов для эталона хорошо совпадали с результатами экспериментов, выполненных для этого же экипажа. После этого можно говорить о том, что выбранный набор возмущений для эталонного экипажа вполне адекватен возмущениям, действующим на него в ходе натурных испытаний, т.е. возмущения близки к реальным. Это означает, что эти же возмущения можно применять для выполнения расчетов вновь созданной пространственной математической модели экипажа. Однако к результатам таких расчетов следует относиться с определенной долей осторожности, так как окончательный вывод об адекватности модели оригиналу все же следует делать только после сопоставления результатов расчетов с экспериментальными данными [187].

Известны математические модели для изучения динамической нагруженности рельсовых экипажей [188 - 201], в том числе для грузовых вагонов [202 - 207] и цистерн [208 - 216].

При этом исследователями рассматриваются колебания грузовых вагонов, как в плоской, так и в пространственной постановке задач.

Рассмотрим наиболее полную математическую модель пространственных колебаний грузового четырехосного вагона с трехэлементными двухосными тележками, в основу которой положена математическая модель, предложенная академиком Всеволодом Арутюновичем Лазаряном [188] и затем развитая в трудах профессоров Е.П. Блохина, В.Д. Дановича, М.Л. Коротенко, В.Ф. Ушкалова, Г.И. Богомаза, а также представителями других научных школ И.И. Челнокова, Ю.П. Бороненко, М.М. Соколова и др.

Для формирования математических моделей пространственных колебаний грузового вагона вначале выполним описание расчетной схемы.

Описание расчетной схемы

Математическая модель пространственных колебаний грузового вагона предполагает рассмотрение колебаний четырехосного грузового вагона,

возникающих вследствие его движения по изолированной неровности пути. При этом считаем, что на обеих нитях рельсовой колеи имеются одинаковые неровности, и поэтому рассматриваем колебания вагона в его продольной плоскости симметрии. Кузов вагона будем считать твердым телом. Силу трения в демпферах примем пропорциональной скорости сжатия рессорных комплектов. Вагон движется по упруго-вязкому пути так, что реакция пути пропорциональна как его деформации, так и скорости этой деформации. При сделанных допущениях рассмотрим колебания механической системы в виде четырехосного полувагона, расчетная схема которого изображена на рис. 4.1.

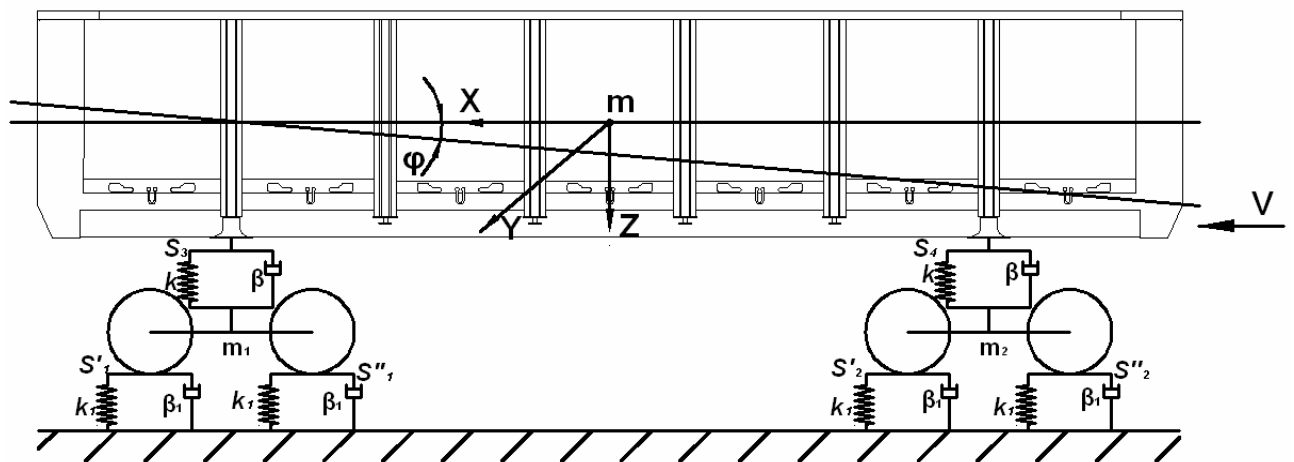


Рис. 4.1 – Расчетная схема вагона

Введем обозначение для линейных и угловых перемещений тел системы:

- x , x_1 и x_2 поступательные перемещения центров масс кузова и необрессоренных частей тележек вдоль оси пути;

- z , z_1 и z_2 вертикальные перемещения центров масс кузова и необрессоренных частей тележек;

- φ , φ_1 и φ_2 углы поворота кузова и необрессоренных частей тележек относительно оси Y .

Допустим, что $x = x_1$, и $x = x_2$, при этом система будет иметь $9-2=7$ степеней свободы и координата x окажется циклической.

Введем обозначения, при этом перемещение центра масс обрессоренной части вагона вдоль оси пути равно $x+x^*=x+h\varphi$, а дополнительное перемещение в вертикальном направлении $z^*=\frac{h\varphi^2}{2}$. Далее введем следующие обозначения: β –

коэффициент вязкого трения в демпферах; β_1 – коэффициент вязкого трения в пути; k_1 – жесткость пути; $I_{y1} = I_{y2}$ – моменты инерции тележек относительно их главных центральных осей, перпендикулярных продольной плоскости симметрии.

Введем обобщенные координаты:

$$z = q_1, \quad \varphi = q_2, \quad z_1 = q_3 + q_4, \quad z_2 = q_3 - q_4, \\ \varphi_1 = q_5, \quad \varphi_2 = q_6, \quad x = q_7.$$

Кинетическая энергия системы будет равна

$$T = \frac{1}{2} m \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} m (\dot{q}_7 + h \dot{q}_2)^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{q}_3 + \dot{q}_4)^2 + \\ + \frac{1}{2} m_1 (\dot{q}_3 - \dot{q}_4)^2 + \frac{1}{2} I_{y1} \dot{q}_5^2 + \frac{1}{2} I_{y1} \dot{q}_6^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_7^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{I_0}{r^2} n \dot{q}_7^2$$

или

$$T = \frac{1}{2} a_{11} \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} a_{22} \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} a_{33} \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} a_{44} \dot{q}_4^2 + \frac{1}{2} a_{55} \dot{q}_5^2 + \\ + \frac{1}{2} a_{66} \dot{q}_6^2 + \frac{1}{2} a_{77} \dot{q}_7^2 + a_{27} \dot{q}_2 \dot{q}_7,$$

где

$$a_{11} = m, \quad a_{22} = I_y + mh^2, \quad a_{33} = a_{44} = 2m_1; \\ a_{55} = a_{66} = I_{y1}, \quad a_{77} = m + 2m_1 + \frac{4I_0}{r^2}, \quad a_{27} = mh.$$

Потенциальную энергию системы найдем по теореме Клапейрона, при этом величиной $Gh \frac{q_2^2}{r}$ пренебрежем:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum k_i \Delta_i^2,$$

где k_i – жесткость ($i=1$ – для пути, $i=2$ – для рессорных комплектов);

Δ_i – сжатия рессорных комплектов, рассчитанные от положения равновесия системы.

Выразим сжатия пружин Δ_i через обобщенные координаты. Пусть Δ_1' и Δ_1'' – прогибы пути под первой и второй колесными парами первой тележки, Δ_2' и Δ_2'' – прогибы пути под первой и второй колесными парами второй тележки, а Δ_3 и Δ_4 – сжатия пружинных комплектов рессорного подвешивания вагона. Допустим,

что вагон движется по единичной неровности и η_1, η_2, η_3 и η_4 – вертикальные перемещения колесных пар при движении по этой неровности. За положительные примем перемещения вниз и повороты по часовой стрелке. Представим кинематическую схему перемещения тел системы для описания выражения потенциальной энергии, которая представлена на рис. 4.2 из которого следует:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_3 &= z - l\varphi - z_1 = q_1 - lq_2 - q_3 - q_4; \\ \Delta_4 &= z - l\varphi - z_2 = q_1 - lq_2 - q_3 + q_4, \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta'_1 &= z_1 - a\varphi_1 - \eta_1 = q_3 + q_4 - aq_5 - \eta_1; \\ \Delta''_1 &= z_1 - a\varphi_1 - \eta_2 = q_3 + q_4 - aq_5 - \eta_2; \\ \Delta'_2 &= z_2 - a\varphi_2 - \eta_3 = q_3 - q_4 - aq_6 - \eta_3; \\ \Delta''_2 &= z_2 - a\varphi_2 - \eta_4 = q_3 - q_4 - aq_6 - \eta_4, \end{aligned} \right\}$$

Таким образом, выражение потенциальной энергии примет следующий вид:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2}k(\Delta_3^2 + \Delta_4^2) + \frac{1}{2}k_1(\Delta_1'^2 + \Delta_1''^2 + \Delta_2'^2 + \Delta_2''^2) = \\ &= \frac{1}{2}2kq_1^2 + \frac{1}{2}2kl^2q_2^2 + \frac{1}{2}2(k + 2k_1)q_3^2 + \frac{1}{2}2(k + 2k_1)q_4^2 + \\ &+ \frac{1}{2}2a^2k_1q_5^2 + \frac{1}{2}2a^2k_1q_6^2 + \frac{1}{2}k_1(\eta_1^2 + \eta_2^2 + \eta_3^2 + \eta_4^2) - 2kq_1q_3 + \\ &+ 2klq_2q_4 - k_1q_3(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4) - k_1q_4(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4) + \\ &+ k_1aq_5(\eta_1 - \eta_2) + k_1aq_6(\eta_3 - \eta_4). \end{aligned}$$

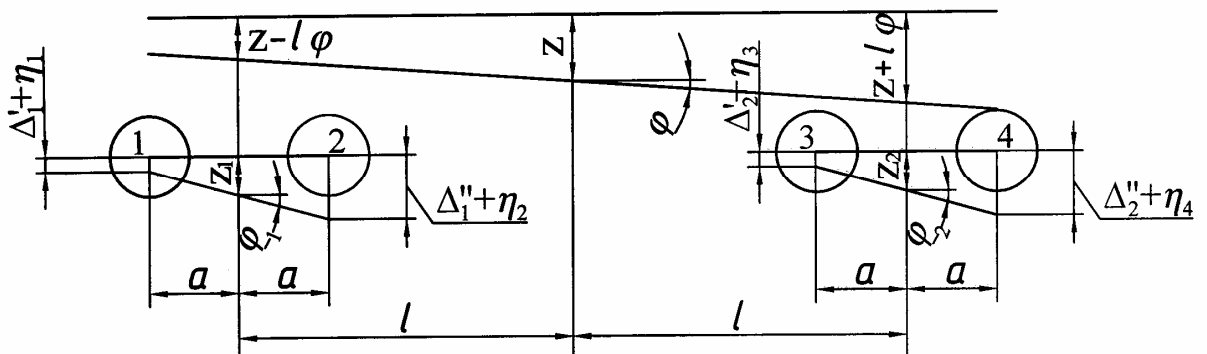


Рис. 4.2 – Кинематическая схема вагона

Скорость сжатия рессорных комплектов равна $\dot{\Delta}_3$ и $\dot{\Delta}_4$ для первой и второй тележки соответственно, а скорость прогиба рельсов под колесными парами – $\dot{\Delta}'_1, \dot{\Delta}''_1, \dot{\Delta}'_2, \dot{\Delta}''_2$. Функция рассеивания примет следующий вид:

$$\Phi = \frac{1}{2}\beta(\dot{\Delta}_3^2 + \dot{\Delta}_4^2) + \frac{1}{2}\beta_1(\dot{\Delta}'_1{}^2 + \dot{\Delta}''_1{}^2 + \dot{\Delta}'_2{}^2 + \dot{\Delta}''_2{}^2).$$

Из данного выражения видно, что функцию Φ можно получить из выражения потенциальной энергии Π , заменив в нем жесткости k и k_1 коэффициентами вязкости β и β_1 , а обобщенные координаты q_i – обобщенными скоростями \dot{q}_i . При этом выражение функции рассеивания будет:

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2}2\beta\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}2\beta l^2\dot{q}_2^2 + \frac{1}{2}2(\beta + 2\beta_1)\dot{q}_3^2 + \frac{1}{2}2(\beta + 2\beta_1)q_4^2 + \\ & + \frac{1}{2}2a^2\beta_1\dot{q}_5^2 + \frac{1}{2}2a^2\beta_1\dot{q}_6^2 + \frac{1}{2}(\dot{\eta}_1^2 + \dot{\eta}_2^2 + \dot{\eta}_3^2 + \dot{\eta}_4^2) - 2\beta\dot{q}_1\dot{q}_3 + \\ & + 2\beta l\dot{q}_2\dot{q}_4 - \beta_1\dot{q}_3(\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2 + \dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) - \beta_1\dot{q}_4(\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4) + \\ & + \beta_1 a\dot{q}_5(\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) + \beta_1 a\dot{q}_6(\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4). \end{aligned}$$

Далее составим дифференциальные уравнения пространственных колебаний вагона.

Дифференциальные уравнения пространственных колебаний вагона

Запишем выражение уравнения Лагранжа второго рода [188]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = 0$$

Это уравнение перепишем в виде системы дифференциальных уравнений с использованием обобщенных координат и обобщенных скоростей:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{q}_1 + 2\beta\dot{q}_1 - 2\beta\dot{q}_3 + 2kq_1 - 2kq_3 &= 0; \\ a_{33}\ddot{q}_3 - 2\beta\dot{q}_1 + 2(\beta + 2\beta_1)\dot{q}_3 - 2kq_1 + 2(k + 2k_1)q_3 &= \\ = k_1(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4) + \beta_1(\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2 + \dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4). \end{aligned} \right\}, \quad (4.46)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{22}\ddot{q}_2 + a_{27}\ddot{q}_7 + 2\beta l^2\dot{q}_2 + 2\beta l\dot{q}_4 + 2kl^2q_2 + 2klq_4 &= 0; \\ a_{44}\ddot{q}_4 + 2\beta l\dot{q}_2 + 2(\beta + 2\beta_1)\dot{q}_4 + 2klq_2 + 2(k + 2k_1)q_4 &= \\ = k_1(\eta_1 + \eta_2 - \eta_3 - \eta_4) + \beta_1(\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4); \\ a_{27}\ddot{q}_2 + a_{77}\ddot{q}_7 &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (4.47)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{55}\ddot{q}_5 + 2a^2\beta_1\dot{q}_5 + 2a^2k_1q_5 &= -k_1a(\eta_1 - \eta_2) - \beta_1a(\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2); \\ a_{66}\ddot{q}_6 + 2a^2\beta_1\dot{q}_6 + 2a^2k_1q_6 &= -k_1a(\eta_3 - \eta_4) - \beta_1a(\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4). \end{aligned} \right\}, \quad (4.48)$$

Выполним исключение из системы дифференциальных уравнений (4.46) вторую производную циклической координаты q_7 по времени. Из третьего уравнения этой системы получим:

$$\ddot{q}_7 = -\frac{a_{27}}{a_{77}}\ddot{q}_2.$$

Подставим выражение для \ddot{q}_7 в первое уравнение системы, которая примет вид:

$$\begin{aligned} a_{22}^*\ddot{q}_2 + 2\beta l^2\dot{q}_2 + 2\beta l\dot{q}_4 + 2kl^2q_2 + 2klq_4 &= 0; \\ a_{44}\ddot{q}_4 + 2\beta l\dot{q}_2 + 2(\beta + 2\beta_1)\dot{q}_4 + 2klq_2 + 2(k + 2k_1)q_4 &= \\ = k_1(\eta_1 + \eta_2 - \eta_3 - \eta_4) + \beta_1(\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4), \end{aligned} \quad (4.49)$$

где

$$a_{22}^* = a_{22} \left(1 - \frac{a_{27}^2}{a_{22}a_{77}} \right) = a_{22} \left(1 - \vartheta_{27}^{*2} \right).$$

Таким образом, малые колебания относительно установившегося поступательного движения вагона при движении по неровности пути описываются системами дифференциальных уравнений (4.46), (4.49) и двумя уравнениями, не связанными с остальными (4.48).

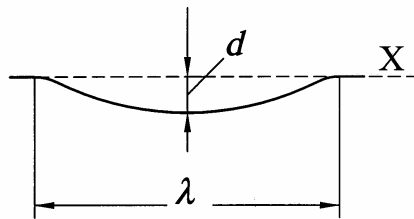


Рис. 4.5 – Вид неровности

Рассмотрим выражение для описания неровности η_i (где $i = 1, 2, 3, 4$).

Для этого совместим начало координат с началом неровности (рис. 4.5) и примем следующее выражение для ее описания [188]:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{при } x < 0 & \eta = 0; \\ \text{при } 0 < x < \lambda & \eta = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \right); \\ \text{при } x > \lambda & \eta = 0. \end{array} \right\}, \quad (4.50)$$

где d – наибольшая глубина;

λ – длина неровности.

Пусть вагон движется со скоростью v , тогда, если отсчитать t от момента, когда первая колесная пара проходит через начало неровности, то $x = vt$. Чтобы получить аналитическое выражение η , приемлемое для любых x или t , рассмотрим η_1 как функцию тождественно равную нулю при отрицательных значениях аргумента.

В выражение η вместо x поставим vt и обозначим $\frac{2\pi v}{\lambda}$ через ω , тогда:

$$\eta_1 = \frac{d}{2} \left\{ \left[1 - \cos \omega t \right] - \left[1 - \cos \omega \left(t - \frac{\lambda}{v} \right) \right] \right\},$$

где $\frac{\lambda}{v}$ – время, в течение которого колесная пара проходит длину неровности.

Так как $\frac{\lambda}{v} = \frac{2\pi}{\omega}$, то:

$$\eta_1 = \frac{d}{2} \left[1 - \cos \omega t \right] - \frac{d}{2} \left[1 - \cos \omega \left(t - \frac{2\pi}{\omega} \right) \right]$$

Это выражение для η_1 допустимо при любом значении выражения t , которое отсчитывается от момента, когда первая колесная пара по ходу движения проходит начало неровности, то есть при $t < 0$ $\eta_1 = 0$:

при $0 < t < \frac{2\pi}{\omega}$, $\eta_1(t) = \frac{d}{2} (1 - \cos \omega t)$, а второе слагаемое равно нулю, так как

аргумент $\left(t - \frac{2\pi}{\omega} \right)$ отрицателен;

$$\text{при } t > \frac{2\pi}{\omega} \quad \eta_1(t) = \frac{d}{2}(1 - \cos \omega t) - \frac{d}{2}[1 - \cos(\omega t - 2\pi)] = 0.$$

Выражения для неровностей η_2 , η_3 и η_4 получаем таким же образом, принимая во внимание запаздывание колесных пар на следующие промежутки

$$\text{времени: } \tau_2 = \frac{2a}{v}, \quad \tau_3 = 2\frac{l-a}{v}, \quad \tau_4 = 2\frac{l+a}{v}.$$

Поэтому выражение для неровности примет вид:

$$\eta_i = \frac{d}{2}[1 - \cos \omega(t - \tau_i)] - \frac{d}{2}\left[1 - \cos \omega\left(t - \tau_i - \frac{2\pi}{\omega}\right)\right],$$

причем $\tau_1 = 0$. Подставив эти выражения η_i в правые части дифференциальных уравнений (4.20), (4.22) и (4.23), получим дифференциальные уравнения колебаний вагона при движении по неровности пути, описываемой выражениями (4.24).

Данная модель является основной для выполнения моделирования пространственных колебаний вагонов на упруго-вязком и инерционном железнодорожном пути. При этом единичные неровности колесами имитируют процесс сбрасывания с клиньев при определении собственных частот различных видов колебаний. Четыре одинаковые неровности под колесами с одной стороны вагона и четыре единичные неровности под колесами одной тележки возбуждают собственные угловые колебания кузова относительно горизонтальной поперечной оси симметрии – галопирование. При этом моделировании движения по указанным единичным неровностям по указанной математической модели использовалась для отладки программы вычислений и сравнения с результатами экспериментального определения собственных частот колебаний.

В дальнейшем в теоретических исследованиях нагруженности вагонов использовались случайные неровности в виде численной реализации со статическими характеристиками, адекватными реальным неровностям рельсовых нитей.

Для решения дифференциальных уравнений автором разработана специальная компьютерная программа, с помощью которой и производились теоретические исследования динамической нагруженности вагонов. Подобные

теоретические исследования можно также осуществлять и с помощью стандартных пакетов прикладных программ, таких как Универсальный механизм, MEDINA, ADAMSRAIL. Но при исследовании динамики специальных вагонов более эффективно использование специальных, адаптированных к конкретной конструкции, математических моделей.

Усилия в связях грузовых вагонов

С этой целью была выполнена корректировка основной математической модели [217].

Перемещения колес относительно рельсов

В уравнениях связей зафиксировано предположение, что колеса движутся без отрыва от рельсов. Поэтому в вертикальном направлении перемещения колес и рельсов совпадают и выражаются зависимостью:

$$Z_{pimj} = Z_{imj} + \Delta r_{imj} - \eta_{bimj}, \quad (4.51)$$

$$\Delta r_{imj} = f(Y_{imj}), \quad Y_{imj} = Y_{kim} - r\Theta_{kim} - Y_{pimj} - \eta_{rimj}, \quad (4.52)$$

где $Z_{imj} = Z_{kim} + (-1)^j b_2 \Theta_{kim}$ – вертикальные перемещения колес;

Y_{imj} – горизонтальные перемещения колес относительно рельсов;

Δr_{imj} – изменение радиуса круга катания колеса;

η_{bimj} , η_{rimj} – текущие ординаты вертикальных и горизонтальных неровностей;

$2b_2$ – расстояние между кругами катания колес.

Расчетная схема вагона имеет 24 уравнения связей. Кроме того, система имеет $11 \cdot 6 + 8 \cdot 2 - 24 = 58$ степеней свободы. В качестве обобщенных координат примем следующие величины:

$$\begin{aligned} q_1 = Z, \quad q_2 = \varphi, \quad q_3 = \Theta, \quad q_4 = Y, \quad q_5 = \Phi, \quad q_i = \Theta_i \quad (n=6, 7) \\ q_n = \Phi_i \quad (n=8, 9), \quad q_n = \Phi_{\sigma ij} \quad (n=10, 13), \quad q_n = Y_{\sigma ij} \quad (n=14, 17), \\ q_n = Z_{\sigma ij} \quad (n=18 \div 21), \quad q_n = \varphi_{\sigma ij} \quad (n=22 \div 25), \quad q_n = \Phi_{kim} \quad (n=26 \div 29), \\ q_n = Y_{kim} \quad (n=30 \div 33), \quad q_n = Z_{kim} \quad (n=34 \div 37), \quad q_n = \Theta_{kim} \quad (n=38 \div 41), \\ q_n = Y_{pij} \quad (n=42 \div 49), \quad q_n = X_{\sigma ij} \quad (n=50 \div 57), \quad q_n = X_{kim} \quad (n=54 \div 57), \end{aligned} \quad (4.53)$$

$$q_{58} = X$$

Через X , Y , Z – обозначены перемещения центра масс кузова вдоль соответствующих осей, а через Θ , φ , Φ – углы поворота кузова относительно главных центральных осей инерции; аналогичные перемещения надрессорных балок снабжены индексом i ($i = 1, 2$ – номер тележки), боковых рам – индексом σ_{ij} ($j=1$ – левая, $j=2$ – правая сторона вагона), колесных пар – индексов kim ($m=1, 2$ – номер колесной пары в тележке), рельсов в точках контакта с колесами – $rimj$ (перемещение рельсовых нитей предполагается только в двух направлениях – вдоль осей Y и Z), imj – перемещения колес.

Таким образом, с учетом введенных обобщенных координат выражение (4.25) примет вид:

$$Z_{rimj} = Z_{ikm} + (-1)^j b_2 \Theta_{kim} + \Delta r_{imj} - \eta_{bimj}, \quad (4.54)$$

В продольном и поперечном направлениях перемещения колес относительно рельсов равны:

$$\begin{aligned} X_{imj} &= X_{kim} - (-1)^j b_2 \Phi_{kim}, \\ Y_{imj} &= Y_{kim} - r \Theta_{kim} - Y_{rimj} - \eta_{rimj}, \quad (i, m, j = 1, 2) \end{aligned} \quad (4.55)$$

При горизонтальных поперечных перемещениях колес относительно рельсов меняются радиусы кругов катания колес на величины Δr_{imj} , которые зависят от перемещений Y_{imj} .

В пределах зазора в колее 2δ радиусы изменяются по линейному закону, а при перемещениях Y_{imj} , превышающих по абсолютному значению δ , изменения Δr_{imj} становятся нелинейными. Аналитически эти зависимости можно представить следующим образом:

$$\Delta r_{imj} = (-1)^j \mu_0 Y_{imj} + \mu_1 [(-1)^j Y_{imj} - \delta]^3 \sigma_0 [(-1)^j Y_{imj} - \delta], \quad (4.56)$$

где $\mu_0 = 0,05$ – коничность поверхности катания бандажа, $\mu_1 = 6 \cdot 10^4$ – коэффициент, получающийся при аппроксимации нелинейной части профиля

катания бандажа колес кубической параболой. В дальнейшем понадобится вычислять тангенс углов наклона поверхности катания бандажа к горизонтальной плоскости, поэтому определим:

$$\operatorname{tg}\alpha_{imj} = (-1)^j \mu_0 + 3\mu_1 \left[(-1)^j Y_{imj} - \delta \right]^2 \sigma_0 \left[(-1)^j Y_{imj} - \delta \right], \quad (4.57)$$

При горизонтальном поперечном перемещении колеса относительно рельса на Y_{imj} радиус круга его катания становится равным

$$r_{imj} = r + \Delta r_{imj}.$$

Проскальзывания колес в направлении осей X и Y равны

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ximj} &= - \left[(-1)^j b_2 \dot{\Phi}_{kim} / v + \Delta r_{imj} / r \right] \\ \varepsilon_{yimj} &= 1/v \left[\dot{y}_{kim} - y_{pimj} - r \cdot \dot{\Theta}_{kim} \right] - \Phi_{kim} \end{aligned} \quad (4.58)$$

Полное относительное проскальзывание колес по рельсам равно

$$\varepsilon_{imj}^2 = \varepsilon_{ximj}^2 + \varepsilon_{yimj}^2, \quad (4.59)$$

Силы, действующие на кузов.

При вилении наддресорных балок относительно кузова в плоскости опирания пяты на пятник действует момент силы сухого трения:

$$s_{\Phi i} = s_{\Phi} \operatorname{sign} \dot{\Delta}_{\Phi i}, \quad (4.60)$$

где s_{Φ} – амплитудное значение момента.

При качке кузова на пятнике возникает момент, опрокидывающей кузов и равный

$$M_{\Theta i} = \frac{mg}{2} \cdot h \Theta, \quad (4.61)$$

и момент

$$M_i = \frac{mg}{2} \cdot d_i, \quad (i = 1, 2). \quad (4.62)$$

Плечо d_i будем считать меняющимся по линейному закону по мере увеличения боковой качки кузова относительно наддресорной балки от нуля до

своего наибольшего значения, равного $\frac{d}{2}$, когда пятник становится на кромку.

Таким образом, линейная зависимость между d_i и $\Delta\Theta_i$ имеет место в пределах поворота на угол Δ_1 . Аналитически зависимость d_i и $\Delta\Theta_i$ можно выразить следующим образом:

$$d_i = \frac{d}{2} \left\{ \frac{|\Delta\Theta_i|}{\Delta_1} + \left[1 \cdot \frac{|\Delta\Theta_i|}{\Delta_1} \right] \sigma_O \left[|\Delta\Theta_i| - \Delta_1 \right] \right\} \cdot \text{sign} \Delta\Theta_i, \quad (i = 1, 2), \quad (4.63)$$

где $\sigma_O[\Delta\Theta_i]$ – единичная функция; $\Delta\Theta_i = \Theta - \Theta_i$ – выражение для перемещений кузова и надрессорных балок при качке.

При боковой качке кузова относительно надрессорной балки возникают моменты, действующие на кузов и на надрессорную балку, вызванные силами в скользунах s_{Oij} . При типовых скользунах первоначально между ними имеет место зазор Δ_O , после выбора которого возникают ударные силы; расстояние между скользунами

$$\Delta_{Oij} = \Delta\Theta_i \cdot (b_3 - (-1)^j \cdot d_i), \quad (i, j = 1, 2) \quad (4.64)$$

Если предположить, что при боковой качке кузова относительно надрессорной балки имеет место проскальзывание пяты по подпятнику, то расстояние между скользунами определяется так:

$$\Delta_{Oij} = \Delta\Theta_i \cdot b_3, \quad (i, j=1, 2), \quad (4.65)$$

где $2b_3$ – расстояние между скользунами одной тележки.

Аналитически выражение для сил s_{Oij} при типовых скользунах запишется так:

$$s_{Oij} = K_O \cdot \left[(-1)^j \cdot \Delta_{Oij} - \Delta_O \right] \cdot \sigma_O \cdot \left[(-1)^j \cdot \Delta_{Oij} - \Delta_O \right], \quad (4.66)$$

где $K_O = \text{tg} \alpha_O$ – контактная жесткость между скользунами.

Кроме описанных выше сил, к кузову приложены следующие силы и моменты сил инерции:

$$m\ddot{X}, \quad m\ddot{Y}, \quad m\ddot{Z}, \quad I_x\ddot{\Theta}, \quad I_y\ddot{\phi}, \quad I_z\ddot{\Phi},$$

где m – масса кузова, I_x, I_y, I_z – главные центральные моменты инерции кузова относительно осей X, Y, Z соответственно.

Силы, действующие на надрессорные балки.

Кроме описанных выше сил в скользунах s_{Oij} и момента M_i на надрессорные балки действуют следующие силы, соответствующие относительным перемещениям надрессорных балок и боковых рам:

$$\begin{aligned} s_{uxij} &= k_{ux}\Delta_{uxij} + \beta_{ux}\dot{\Delta}_{uxij} + F_{ux}\text{sign}\dot{\Delta}_{uxij}, \\ s_{uyij} &= k_{uy}\Delta_{uyij} + \beta_{uy}\dot{\Delta}_{uyij} + F_{uy}\text{sign}\dot{\Delta}_{uyij}, \\ s_{uzij} &= k_{uz}\Delta_{uzij} + \beta_{uz}\dot{\Delta}_{uzij} + F_{uz}\text{sign}\dot{\Delta}_{uzij}, \\ s_{u\Phi ij} &= k_{u\Phi}\Delta_{u\Phi ij} + \beta_{u\Phi}\dot{\Delta}_{u\Phi ij} + F_{u\Phi}\text{sign}\dot{\Delta}_{u\Phi ij}, \end{aligned} \quad (4.67)$$

где k_{us} ($s = X, Y, Z, \Phi$) – жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания тележки при изгибе (k_{ux}, k_{uy}), сжатии (k_{uz}), скручивании ($k_{u\Phi}$), β_{us} – коэффициент вязкого трения соответствующих демпферов (если имеют место демпферы вязкого трения), F_{us} – амплитудные значения сил сухого трения соответствующих демпферов, перемещения надрессорных балок относительно боковых рам соответственно в поперечном горизонтальном, вертикальном направлениях и при вилянии Δ_{us} ($s = X, Y, Z$) определяются формулами:

$$\begin{aligned} \Delta_{uyij} &= Y - (-1)^i l\Phi - h\Theta - Y_{\sigma ij}, \\ \Delta_{uzij} &= Z + (-1)^i l\varphi + (-1)^j b\Theta_i - Z_{\sigma ij}, \\ \Delta_{u\Phi ij} &= \Phi_i - \Phi_{\sigma ij}, \quad (i, j=1,2) \end{aligned} \quad (4.68)$$

Силы, действующие на боковые рамы

Силы, возникающие между боковыми рамами и колесными парами, определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} s_{\sigma ximj} &= k_{\sigma x}\Delta_{\sigma ximj} + \beta_{\sigma x}\dot{\Delta}_{\sigma ximj} + F_{\sigma x}\text{sign}\dot{\Delta}_{\sigma ximj} \\ s_{\sigma yimj} &= k_{\sigma y}\Delta_{\sigma yimj} + \beta_{\sigma y}\dot{\Delta}_{\sigma yimj} + F_{\sigma y}\text{sign}\dot{\Delta}_{\sigma yimj} \\ s_{\sigma zimj} &= k_{\sigma z}\Delta_{\sigma zimj} + \beta_{\sigma z}\dot{\Delta}_{\sigma zimj} + F_{\sigma z}\text{sign}\dot{\Delta}_{\sigma zimj} \end{aligned} \quad (4.69)$$

$$s_{\sigma\Phi imj} = k_{\sigma\Phi} \Delta_{\sigma\Phi imj} + \beta_{\sigma\Phi} \dot{\Delta}_{\sigma\Phi imj} + F_{\sigma\Phi} \text{sign} \dot{\Delta}_{\sigma\Phi imj}$$

где $k_{\sigma s}$ ($s = X, Y, Z, \Phi$) – жесткости комплектов пружин буксовой ступени подвешивания при изгибе ($k_{\sigma x}, k_{\sigma y}$), сжатии ($k_{\sigma z}$) и скручивании ($k_{\sigma \Phi}$), $\beta_{\sigma s}$ – коэффициент вязкого трения соответствующих демпферов (если установлены демпферы вязкого трения), $F_{\sigma s}$ – амплитудные значения сил сухого трения соответствующих демпферов. Перемещения боковых рам относительно колесных пар соответственно в продольном, поперечном, вертикальном направлениях и при вилении $\Delta_{\sigma simj}$ определяется формулами:

$$\begin{aligned} \Delta_{\sigma ximj} &= X_{\sigma ij} - X_{kim} + (-1)^j b_1 \Phi_{kim}, \\ \Delta_{\sigma yimj} &= Y_{\sigma ij} - (-1)^m 1_1 \Phi_{\sigma ij} - Y_{kim}, \\ \Delta_{\sigma zimj} &= Z_{\sigma ij} + (-1)^m 1_1 \Phi_{\sigma ij} - Z_{kim} - (-1)^j b_1 \Theta_{kim}, \\ \Delta_{\sigma \Phi imj} &= \Phi_{\sigma ij} - \Phi_{kim}, (i, m, j=1, 2). \end{aligned} \tag{4.70}$$

Таким образом, разработана специализированная математическая модель для изучения динамической нагруженности вагона, движущейся по различным участкам железнодорожного пути с возможностью определения усилий в связях между элементами вагона, которые могут быть использованы при оценке прочностных свойств несущих элементов вагона.

4.1.4 Ходовые динамические испытания

Цель и задачи испытаний

Ходовые динамические испытания. Проверка общей работоспособности экипажа в движении, определение и оценка показателей ходовых качеств исследуемых вагонов оборудованных тележками модели 18-1711 при движении с различными скоростями, в том числе с конструкционной, и режимами загрузки на характерных участках железнодорожного пути соответствующей конструкции и текущего состояния.

Ходовые прочностные испытания. Определение уровня динамических напряжений в основных несущих элементах конструкции кузова, возникающих при движении исследуемых вагонов с различными скоростями, вплоть до конструкционной, на характерных участках железнодорожного пути соответствующей конструкции и текущего состояния.

По результатам ходовых динамических и прочностных испытаний вагонов сделать заключение о пригодности тележки модели 18-1711 в качестве ходовой части грузового подвижного состава.

Регистрируемые параметры.

В процессе ходовых динамических испытаний измерялись, анализировались и оценивались следующие величины и процессы:

- динамические и статические прогибы рессорного подвешивания;
- вертикальные и горизонтальные (поперечные) ускорения рамы в зоне пятника;
- вертикальные и горизонтальные (поперечные) ускорения необрессоренных частей тележки;
- коэффициенты вертикальной динамики обрессоренных и необрессоренных масс;
- динамические боковые (рамные) силы, действующие на буксы колесных пар;
- коэффициент запаса устойчивости колеса от схода с рельсов;
- коэффициент запаса устойчивости полувагона от бокового опрокидывания при движении в кривых;
- скорости движения.

В процессе ходовых прочностных испытаний измерялись, анализировались и оценивались динамические напряжения в узлах и элементах исследуемых вагонов, характер их изменения, скорости движения.

Методика проведения ходовых испытаний.

Испытания проводились по методике, основанной на [176, 218].

Опытные вагоны были оборудованы первичными измерительными преобразователями и приспособлениями для измерения исследуемых величин и процессов в соответствии с [218].

Испытания выполнялись в опытных поездках специального поезда, состоящего из вагона-лаборатории, исследуемого вагона (вагона-цистерны или полувагона) и локомотива, обеспечивающего движение опытного поезда с заданными скоростями на участках пути от станции Новомосковск-Днепровский до станции Днепродзержинск-Левобережный и от станции Днепропетровск (через станцию Сухачевка) до станции Встречный Приднепровской железной дороги.

Регистрация измеряемых процессов при ходовых динамических и ходовых прочностных испытаниях производилась при частоте фильтрации до 20 Гц на прямых, кривых участках пути и стрелочных переводах во всем проектном диапазоне допускаемых эксплуатационных скоростей начиная со скорости 25 км/ч до конструкционной скорости 120 км/ч в груженом и порожнем режимах загрузки исследуемых вагонов.

Записи реализаций проведены общей длительностью не менее 300 с. в каждом диапазоне скоростей.

Обработка опытных данных динамических испытаний

Ходовые динамические испытания. Обработка данных ходовых динамических испытаний предусматривала расшифровку, идентификацию и систематизацию параметров зарегистрированных динамических процессов. Опытные данные группировались по диапазонам скоростей движения (10 - 20 км/час), характерным особенностям участков пути (прямая, кривая, стрелки и др.). Зарегистрированные динамические процессы обрабатывались программой вычисления мгновенных значений амплитуд процесса при частоте дискретизации 256 Гц, что позволяло определять показатели в необходимом частотном диапазоне до 20 Гц .

По величинам измеренных динамических показателей исследуемых вагонов и их элементов, с учетом тарифовочных данных, определялись вероятные

максимальные значения вертикальных и горизонтальных ускорений кузовов вагонов, необрессоренных элементов тележек, динамических прогибов рессорных комплектов, углов поворота тележек, коэффициентов вертикальной динамики обрессоренных – $K_{до}$ и необрессоренных – $K_{дн}$ масс исследуемых вагонов, боковых (рамных) сил, коэффициентов горизонтальной динамики – K_{ρ} , минимальные значения коэффициентов запаса устойчивости от схода с рельсов – $K_{ус}$ и от бокового опрокидывания при движении по кривым участкам пути – K_{yo} .

Максимальные значения динамических показателей определялись с доверительной вероятностью 0,999 (по мгновенным значениям), минимальные значения коэффициентов запаса устойчивости от схода с рельсов – с доверительной вероятностью 0,0001, а минимальные значения коэффициентов запаса устойчивости от бокового опрокидывания – с доверительной вероятностью 0,001.

Методика расчета коэффициента запаса устойчивости вагона против схода с рельсов при вползании гребня колеса на рельс под действием динамических усилий, возникающих при движении вагона в порожнем и груженом состоянии, коэффициента запаса устойчивости от бокового опрокидывания, коэффициентов вертикальной динамики обрессоренных и необрессоренных масс, а также коэффициента горизонтальной динамики приведена ниже.

Коэффициент вертикальной динамики – K_{ρ} в общем виде определяется из следующего выражения:

$$K_{\rho} = \frac{\sigma_{\rho}}{\sigma_{ст}} \quad (4.71)$$

где: σ_{ρ} – динамические напряжения в сечении соответствующего элемента, МПа;

$\sigma_{ст}$ – напряжения от вертикальной статической нагрузки в том же сечении, МПа.

Коэффициенты вертикальной динамики определяются для обрессоренных ($K_{до}$) и необрессоренных ($K_{дн}$) масс.

Коэффициент горизонтальной динамики (рамная сила в долях осевой нагрузки) - K_z определяется по формуле [176]:

$$K_z = \frac{H_p}{P_o} \quad (4.72)$$

где: H_p – горизонтальная боковая рамная сила;

P_o – вертикальная статическая нагрузка от оси на рельсы.

Оценка устойчивости колеса против схода с рельса производится по формуле [218]:

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta} \cdot \frac{Q_{ш} \left(\frac{2(\varrho - a_2)}{l} - K_o^n \frac{(2\varrho - a_2)}{l} + K_o^{шн} \frac{a_2}{l} \right) + q \frac{\varrho - a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{\mu Q_{ш} \left(\frac{2(\varrho - a_1)}{l} + K_o^n \frac{a_1}{l} - K_o^{шн} \frac{(2\varrho - a_2)}{l} \right) + \mu q \frac{\varrho - a_1}{l} + \left(1 - \frac{r}{l} \mu\right) H_p} \geq [K_{yc}] \quad (4.73)$$

где: β – угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной оси;

$\beta = 60^\circ$;

μ – коэффициент трения, $\mu = 0,25$;

$Q_{ш}$ – вертикальная статическая нагрузка на шейку оси колесной пары при данном режиме загрузки вагона, кН;

q – сила тяжести массы неподрессоренных частей, приходящаяся на колесную пару, кН;

2ϱ – расстояние между серединами шеек колесной пары; для типовых колесных пар – 2,036 м;

a_1, a_2 – расстояния от точек контакта колес с рельсами до середины соответствующих (набегающей, ненабегающей) шеек оси колесной пары; для типовых колесных пар и типового верхнего строения пути принимаются соответственно 0,250 и 0,220 м;

l – расстояние между точками контакта колес колесной пары с рельсами; для типовых колесных пар и типового пути принимается $l = 1,58$ м;

r – радиус круга катания колеса (для среднеизношенного колеса принимается $r = 0,45$ м);

K_{δ}^H – коэффициент вертикальной динамики на набегавшем колесе.

Значение коэффициента принимается положительным в случае обезгрузки колес;

K_{δ}^{HH} – коэффициент вертикальной динамики на ненабегавшем колесе.

Значение коэффициента принимается положительным в случае обезгрузки колес;

H_p – горизонтальная боковая рамная сила. Значения H_p принимаются положительными в случае направления её в сторону набегания колеса.

За величину боковой рамной силы H_p принимается сумма рамных усилий, действующих в один и тот же момент времени на боковые рамы тележки от каждой буксы одной колесной пары.

Оценка поперечной устойчивости вагонов от бокового опрокидывания в кривых производится по формуле [218]:

$$K_{yo} = \frac{K_{\delta}^H - K_{\delta}^P + 2}{K_{\delta}^H + K_{\delta}^P} \quad (4.74)$$

где: K_{δ}^H и K_{δ}^P – максимальные вероятные значения коэффициентов вертикальной динамики (перегрузки и разгрузки) нагруженной и разгруженной сторон тележки соответственно, определенные по напряжениям (деформациям) боковых рам.

Значения K_{δ}^H и K_{δ}^P принимаются положительными в случаи обезгрузки колес.

Ходовые прочностные испытания. Для оценки динамической прочности исследуемых вагонов и их элементов по III расчетному режиму определялись вероятные максимальные с вероятностью 0,999 значения динамических напряжений в исследуемых точках конструкций вагонов - σ_{maxIII} , МПа, которые суммировались с напряжениями от вертикальной статической нагрузки $Q_{\delta p1}$ - $\sigma_{\delta p1}$, МПа и рабочего давления - $\sigma_{P_{раб}}$, МПа (для вагона-цистерны). Значения напряжений - $\sigma_{\delta p1}$ и $\sigma_{P_{раб}}$ были приняты по результатам статических испытаний на прочность.

При этом суммарные напряжения - $\Sigma\sigma_{III}$, МПа, сравнивались с допускаемыми.

$$\sum \sigma_{III} = \sigma_{\text{бp1}} + \sigma_{\text{Ppaб}} + \sigma_{\text{max III}} \leq [\sigma]_{III} \quad (4.75)$$

4.1.5 Результаты математического моделирования пространственных колебаний грузовых вагонов различного типа и ходовых динамических и прочностных испытаний вагонов на тележках модели 18-1711

В настоящий момент уже проведены динамические испытания вагона цистерны модели 15-1547-03, полувагона модели 15-1704-04 и крытого вагона модели 11-1807 на тележках 18-1750. Используя результаты этих испытаний, выполнена настройка пространственных моделей вагона-цистерны модели 15-1900, полувагона модели 12-1905, а также, дополнительно, крытого вагона, аналога модели 11-1807-01, на тележках 18-1711. Так же были проведены динамические испытания вагона-цистерны 15-1900 и полувагона 12-1905 на тележках 18-1711

Параметры инерционных объектов моделей и упруго-диссипативные параметры связи этих объектов приведены в Приложении Е.

Для настройки моделей вышеперечисленных вагонов выполнены расчеты, параметров движения экипажей по прямолинейным участкам пути и криволинейным участкам пути малого (300 м) и среднего (600 м) радиусов. Результаты испытаний и расчетов вагонов на тележках 18-1711 даны в совокупности, т.е. без разделения по типам участков.

Т.к. испытания крытого вагона на тележках 18-1711 не проводились, то результаты расчетов сравнивались с результатами испытаний данного вагона на тележках 18-1750.

Все результаты выполненных расчетов приведены на рис. 4.3 – 4.5.

На этих рисунках зеленым цветом показаны результаты для порожнего режима, красным – для груженого. Точками показаны результаты испытаний [219 - 223], сплошными линиями – результаты расчетов [187]. Горизонтальные линии – это допустимые величины динамических показателей. На графиках динамические показатели обозначены, как показано в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Условные обозначения динамических показателей

| Наименование показателя | Обозначение показателя |
|---|------------------------|
| Коэффициент вертикальной динамики кузова | $K_{\text{двк}}$ |
| Коэффициент вертикальной динамики необрессоренных элементов | $K_{\text{двн}}$ |
| Рамные силы | H_p |
| Коэффициент горизонтальной динамики | $K_{\text{дг}}$ |
| Вертикальные ускорения кузова | Z_k |
| Горизонтальные ускорения кузова | Y_k |

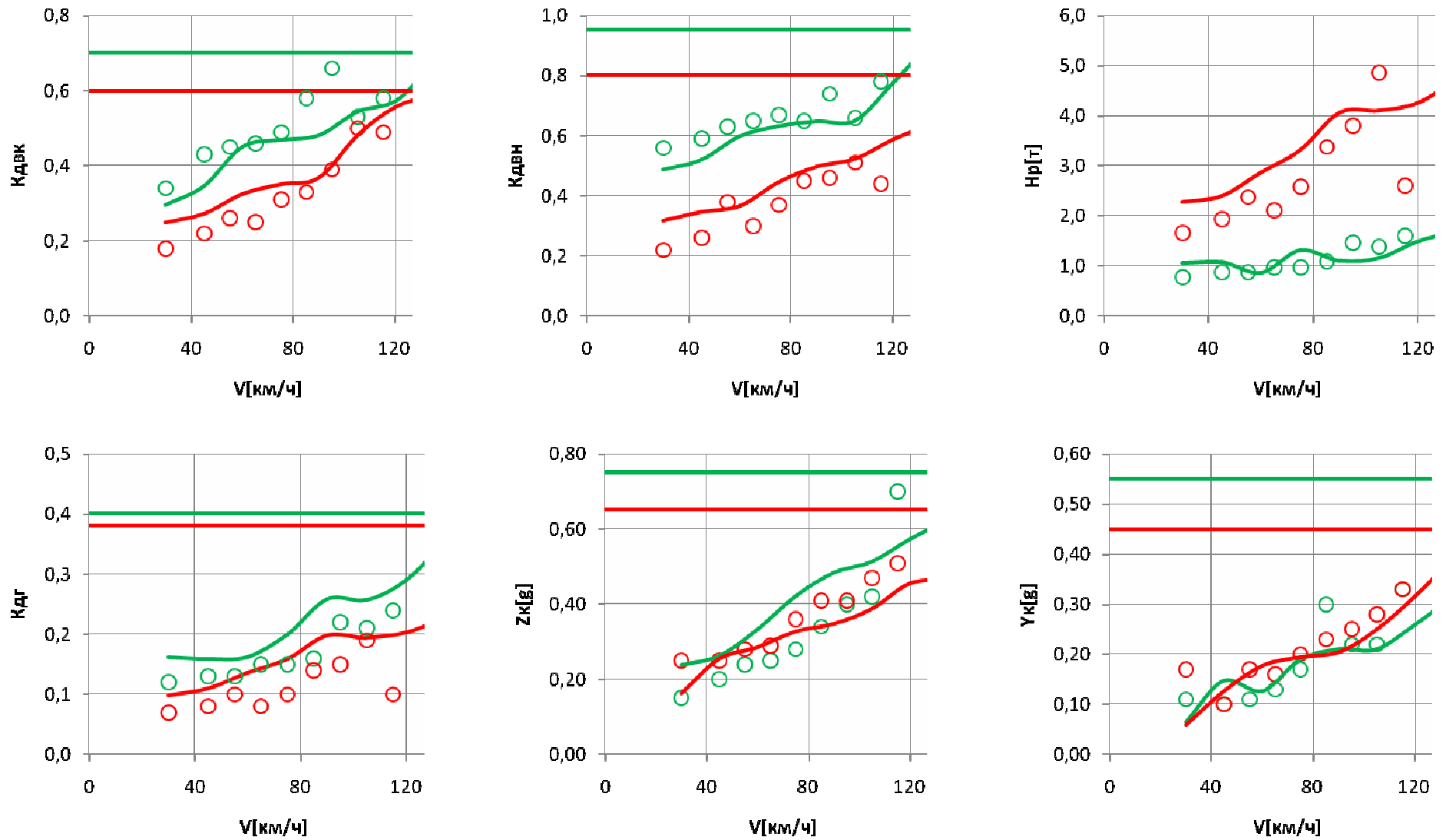


Рис. 4.3 – Результаты расчетов и испытаний для вагона-цистерны модели 15-1900

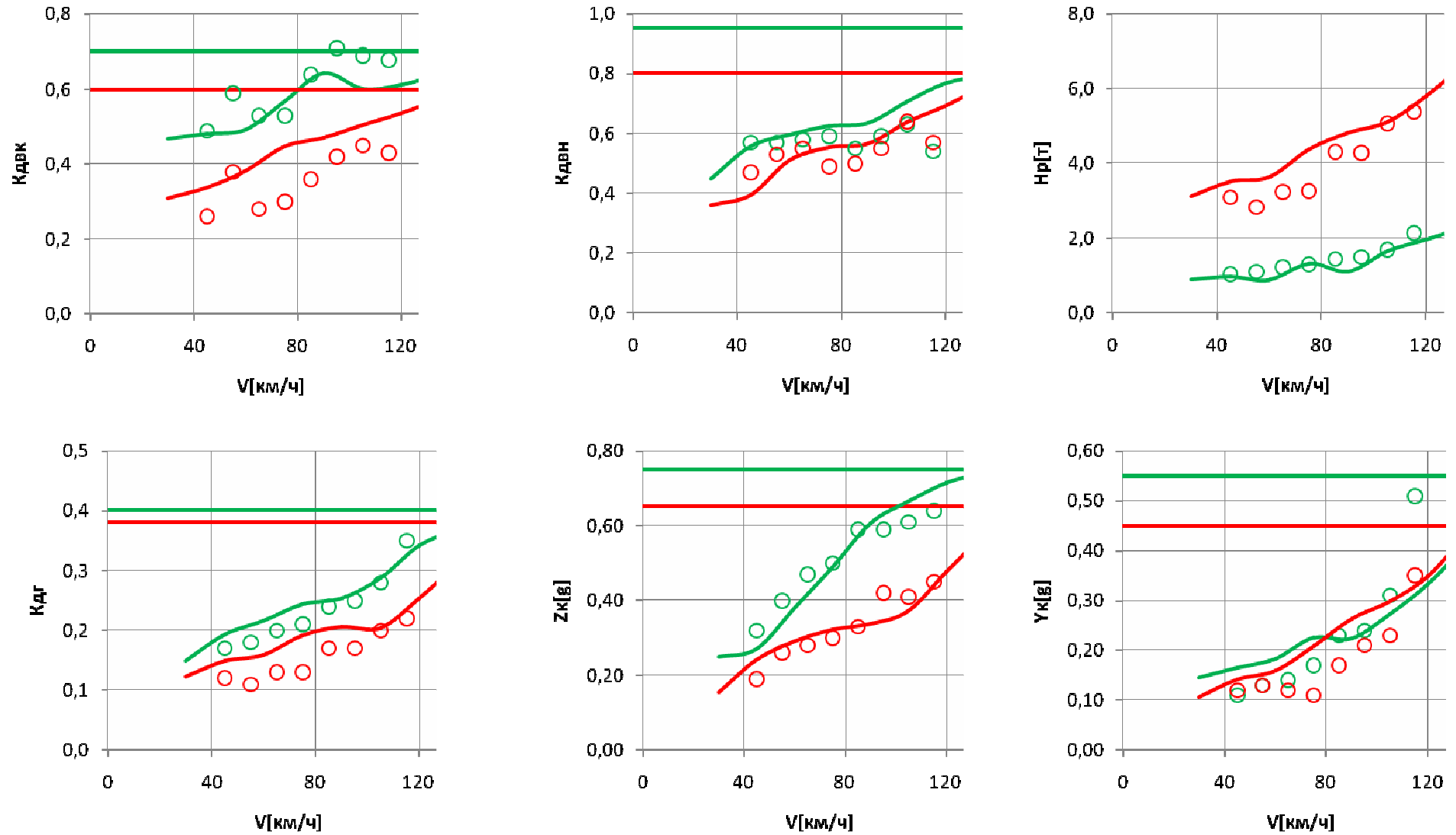


Рис. 4.4 – Результаты расчетов и испытаний для полувагона модели 12-1905

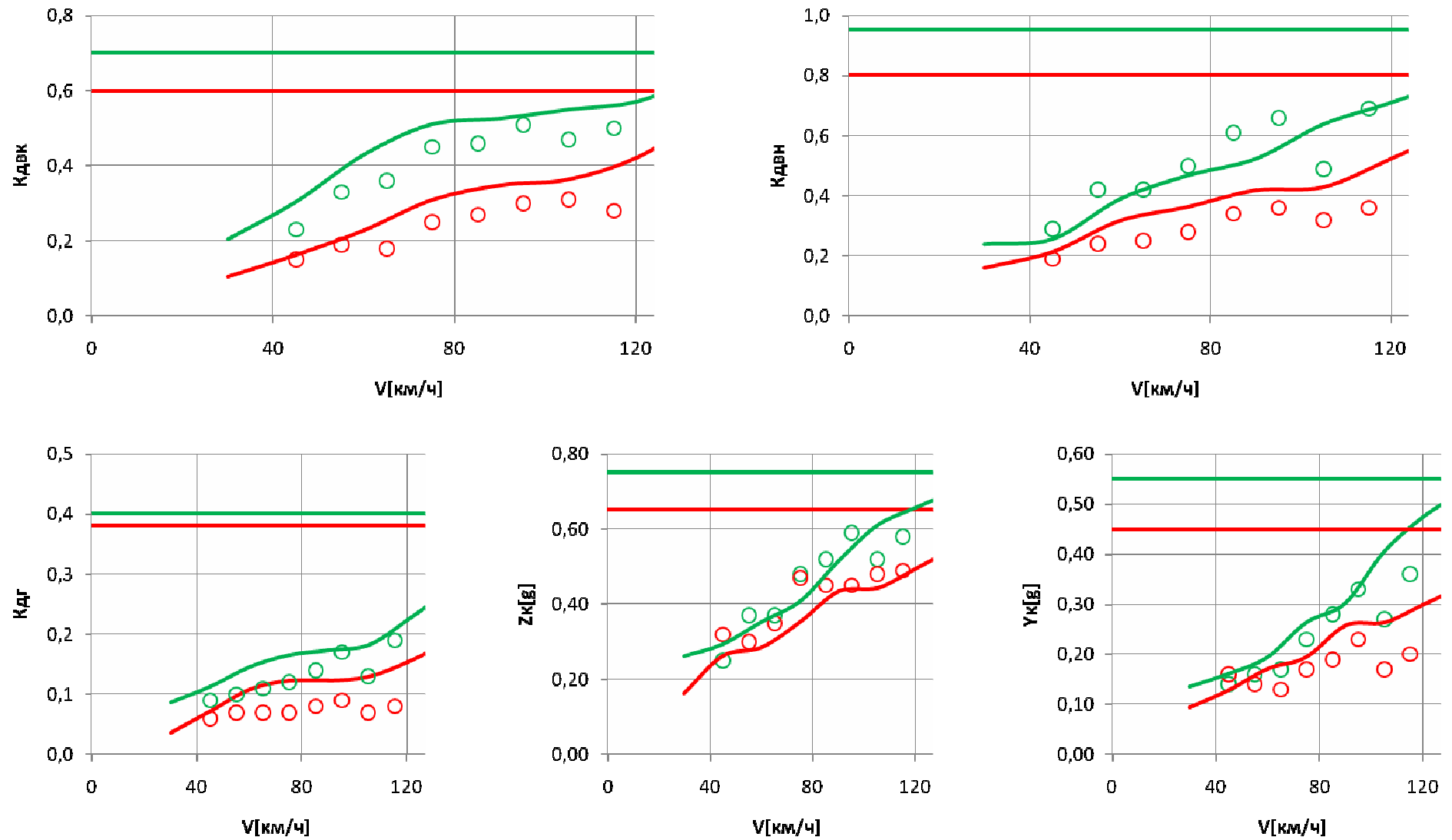


Рис. 4.5 – Результаты расчетов и испытаний для крытого вагона модели 11-1807-01

При выполнении расчетов в качестве возмущений подобраны геометрические неровности рельсовых нитей, полученные согласно рекомендациям, изложенным в документе [224]. Графики этих неровностей приведены на рис. 4.6 (горизонтальные) и рис. 4.7 (вертикальные).



Рис. 4.6 – Горизонтальные неровности



Рис. 4.7 – Вертикальные неровности

Из результатов, приведенных на рис. 4.3 – 4.5, видно, что результаты расчетов для всех грузовых вагонов достаточно хорошо совпадают с результатами испытаний. Таким образом, можно считать, что модели вагонов, использованные в расчетах, адекватны оригиналам.

Далее были выполнены сравнительные расчеты основных динамических показателей вышеперечисленных грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с полувагоном на тележках 18-100. Расчеты выполнены для прямого участка пути и для кривых среднего ($R = 600$ м) и малого ($R = 300$ м) радиусов. Результаты расчетов приведены на рис. 4.8 – 4.13.

На рис. 4.8 – 4.10 приведены результаты для порожнего режима, на рис. 4.11 – 4.13 для груженого. На всех рисунках черными пунктирами показаны допустимые величины динамических показателей, зеленые линии соответствуют результатам для цистерны модели 15-1900, красные – для полувагона модели 12-1905, синие – для крытого вагона модели 11-1807-01, коричневые – для полувагона на тележках модели 18-100.

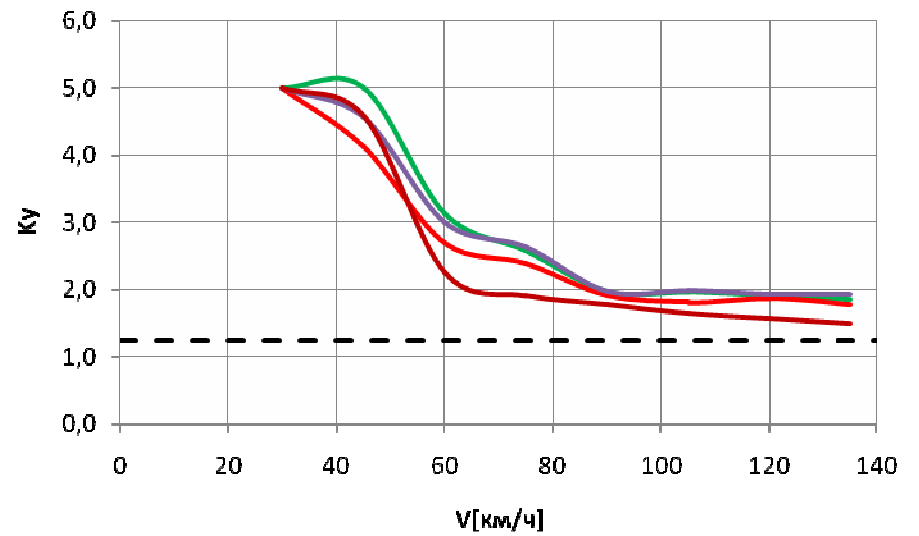
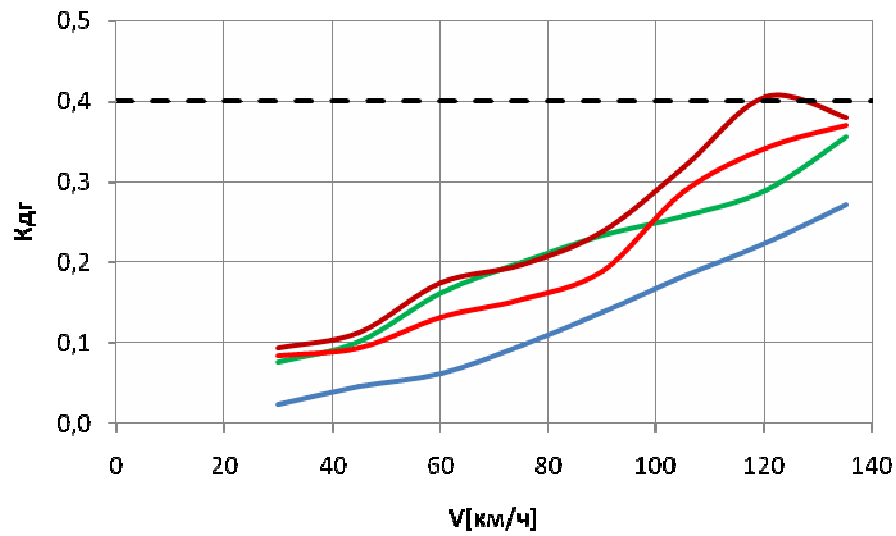
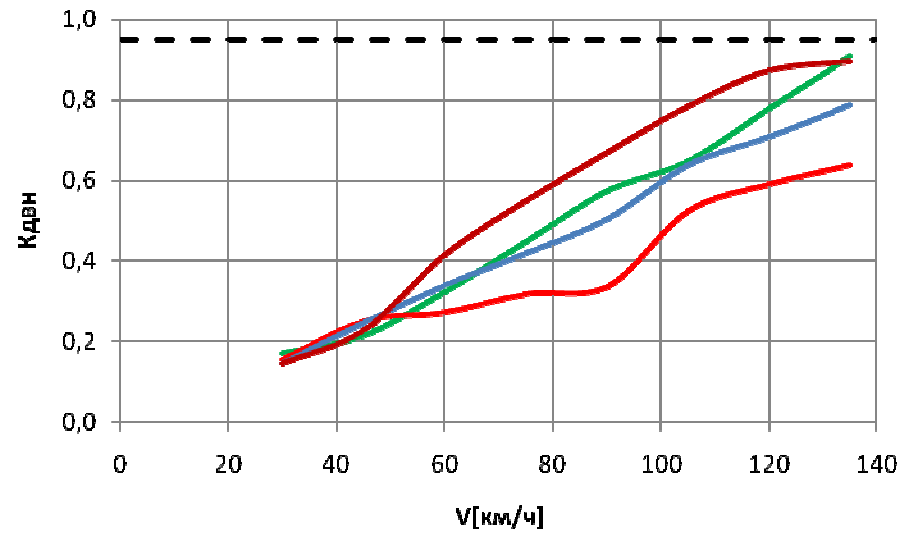
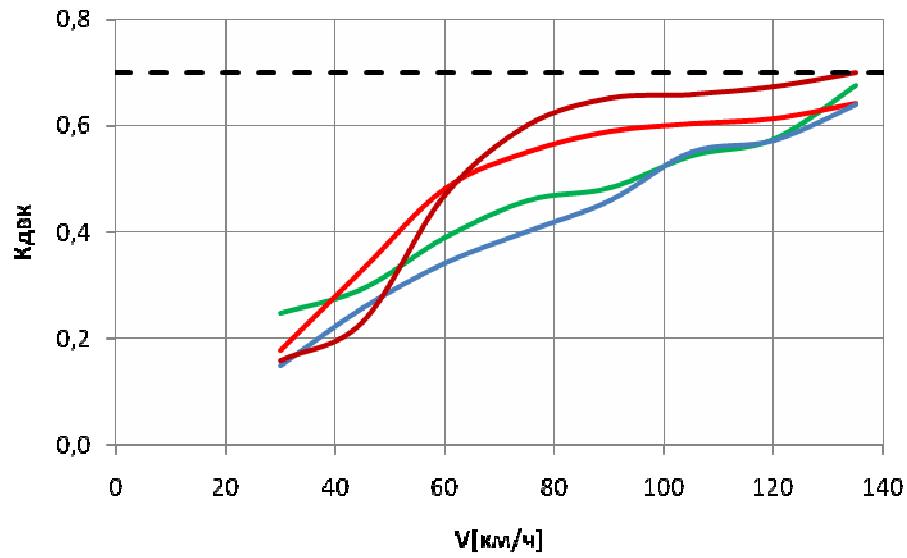


Рис. 4.8 – Порожный режим. Прямая

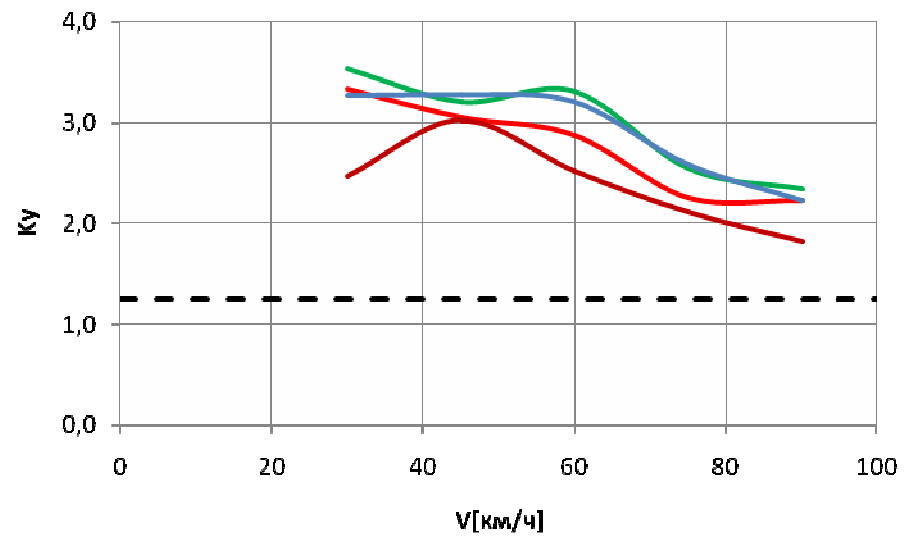
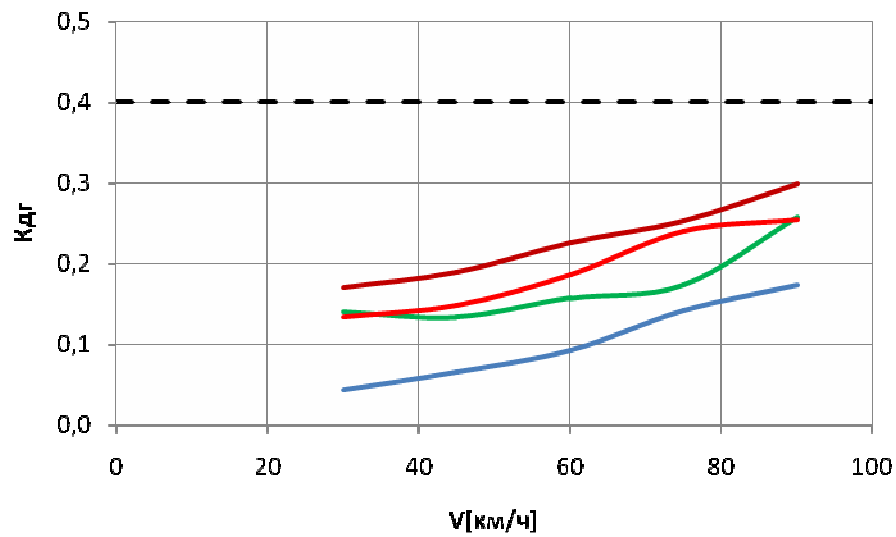
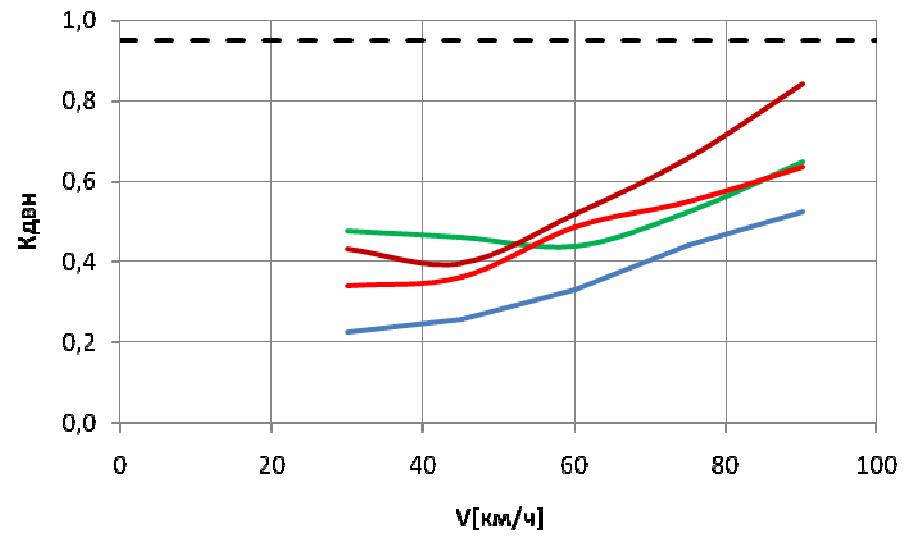
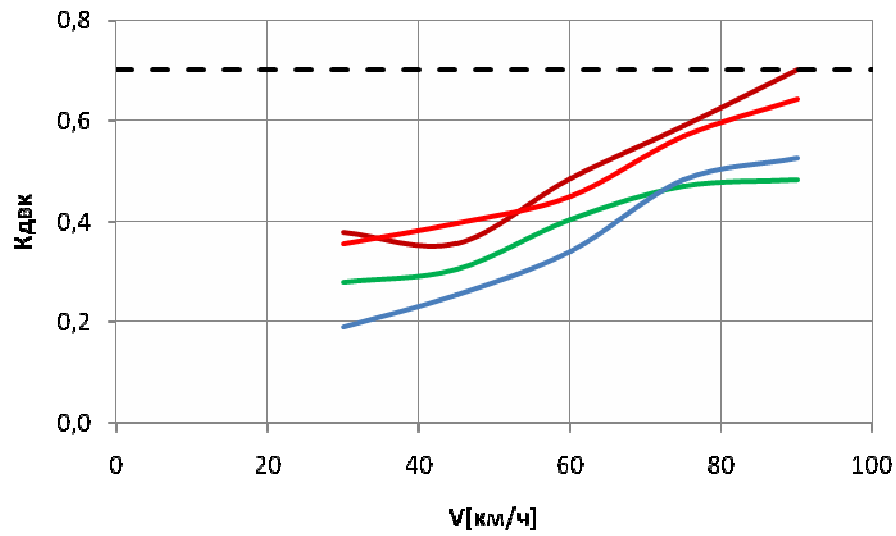


Рис. 4.9 – Порожный режим. Кривая радиусом 600 м

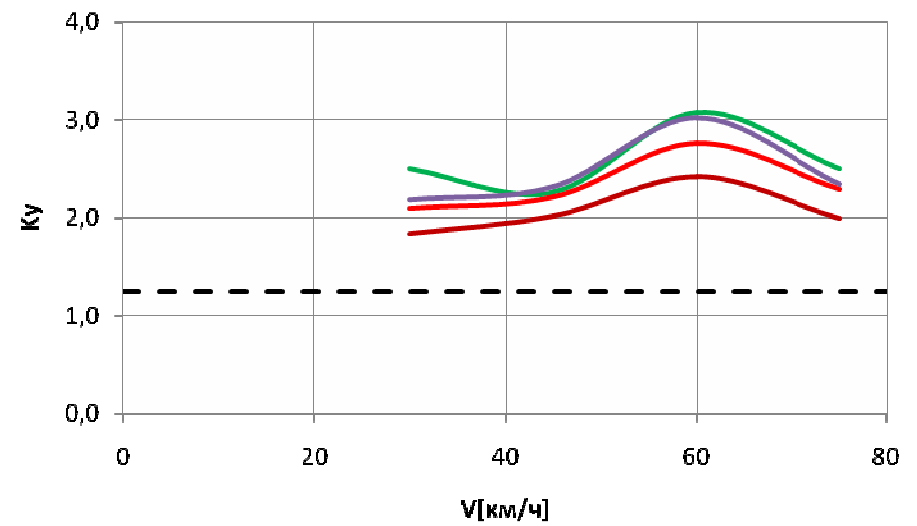
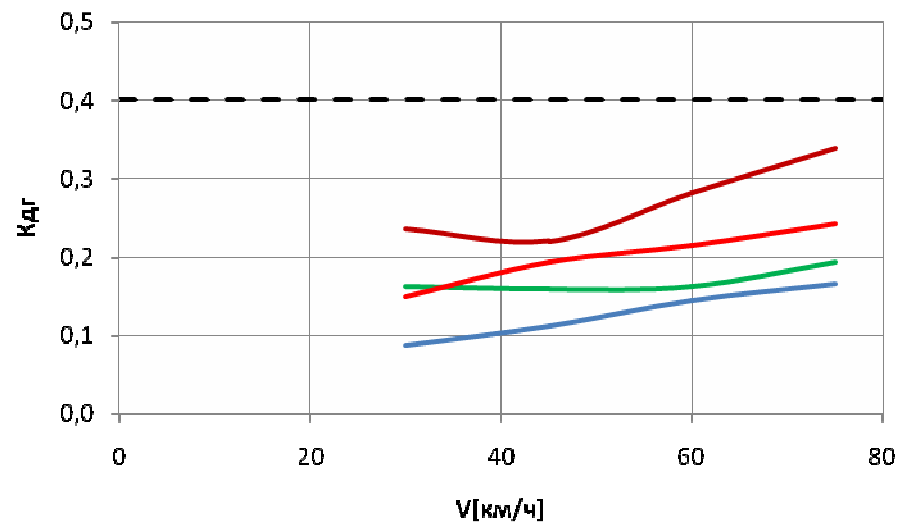
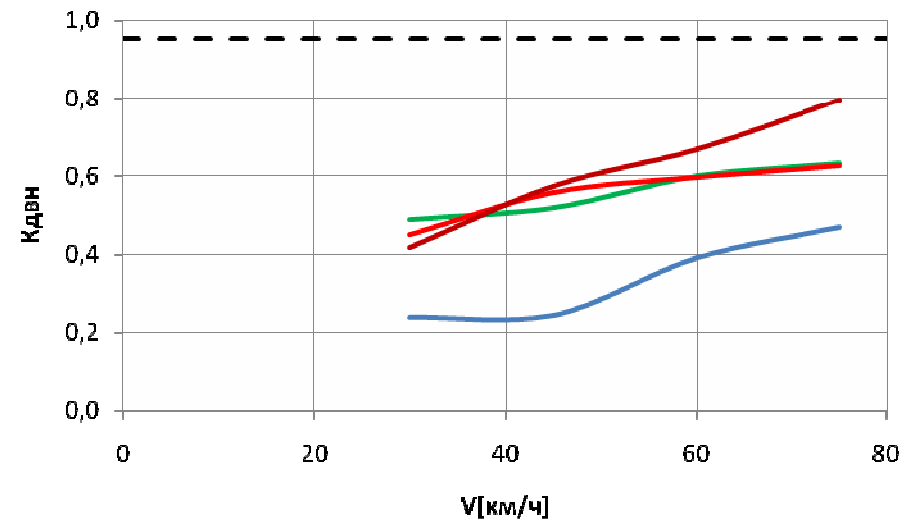
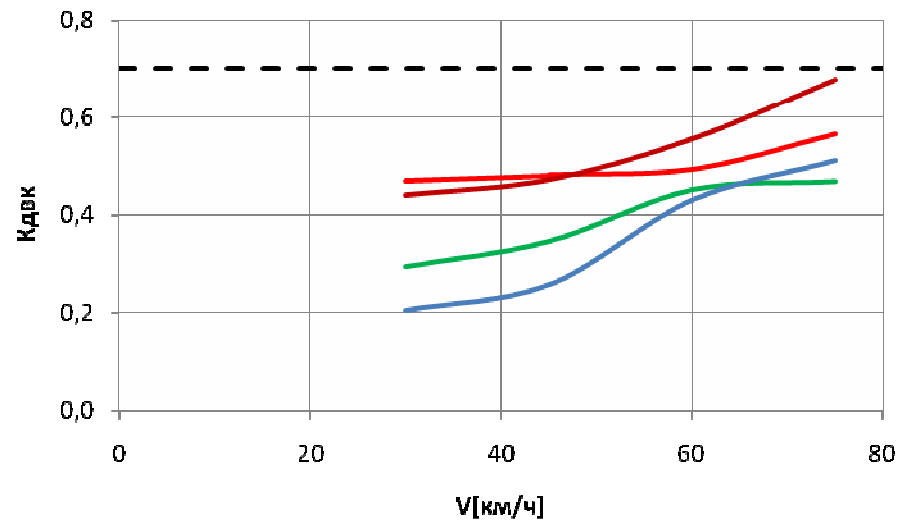


Рис. 4.10 – Порожный режим. Кривая радиусом 300 м

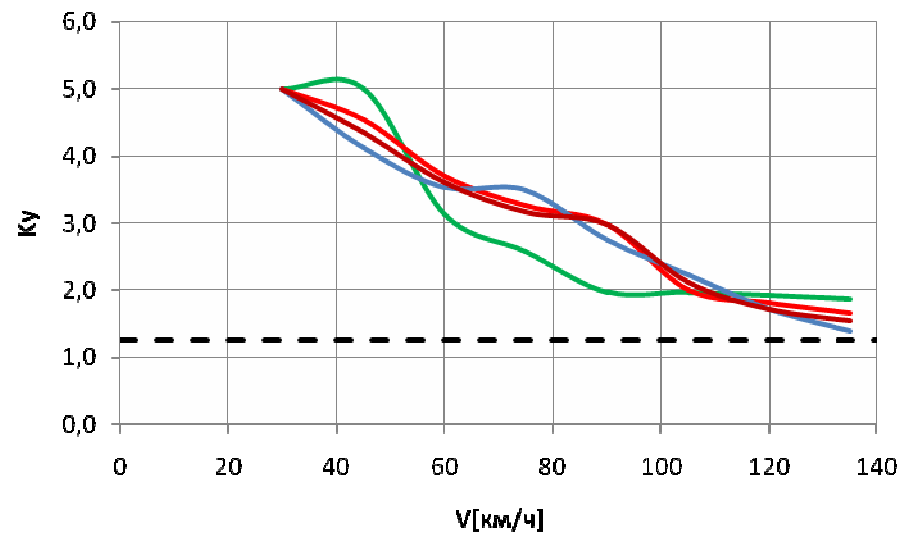
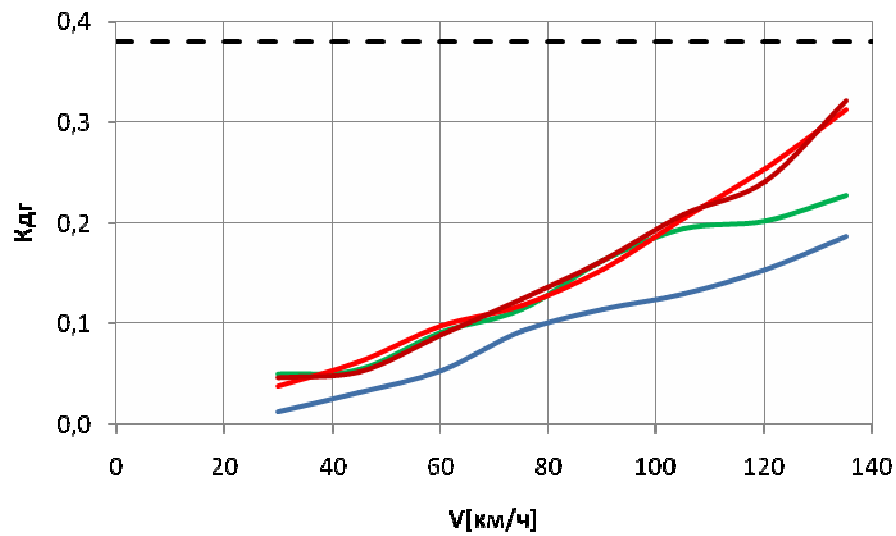
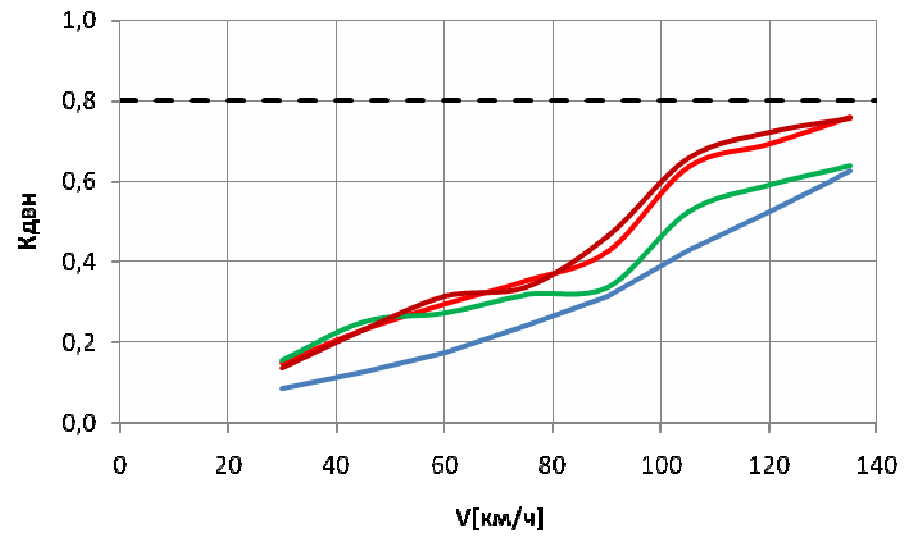
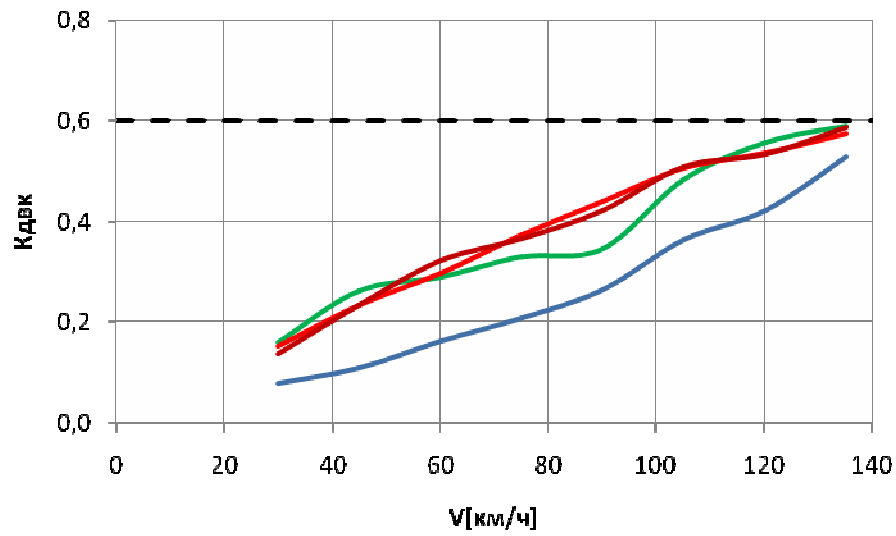


Рис. 4.11 – Грузеный режим. Прямая

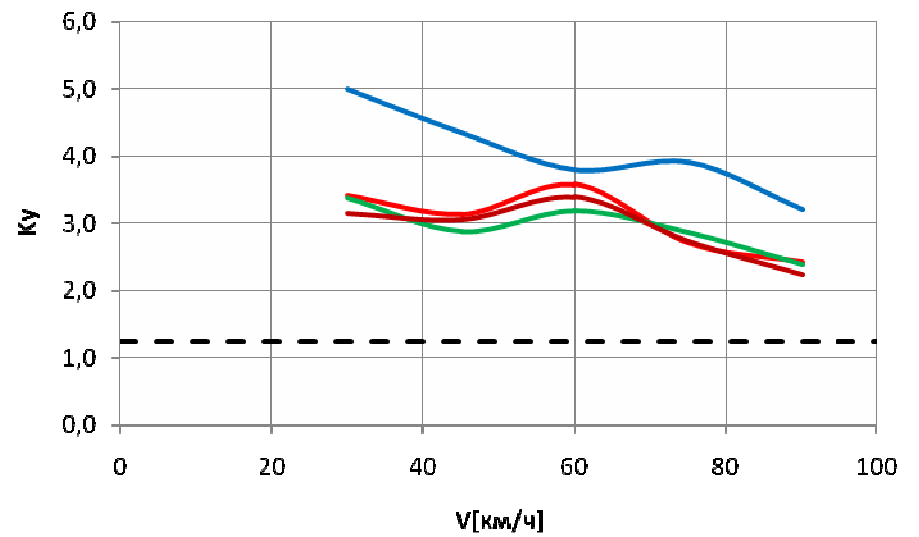
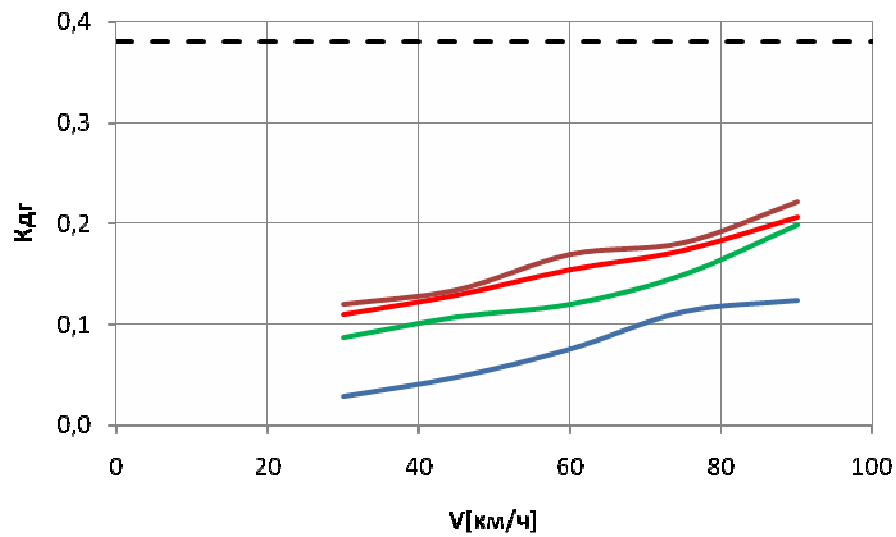
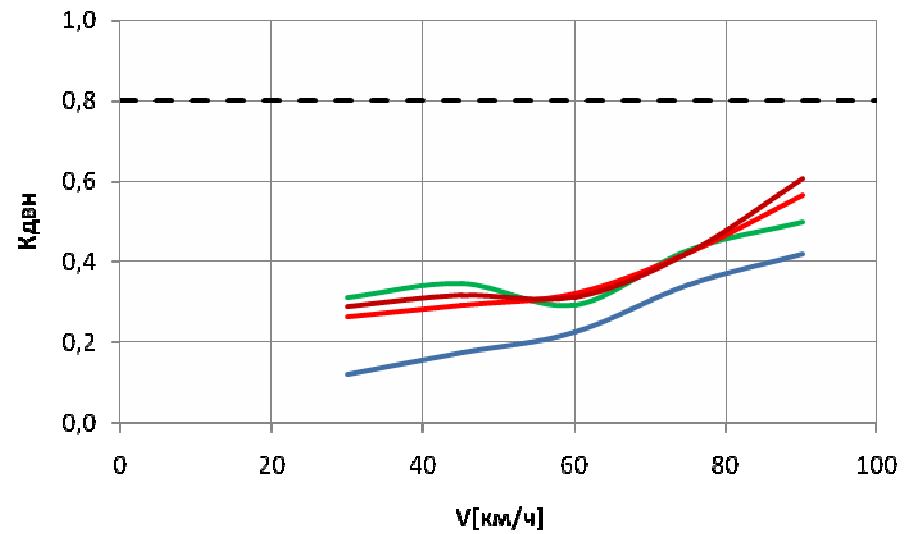
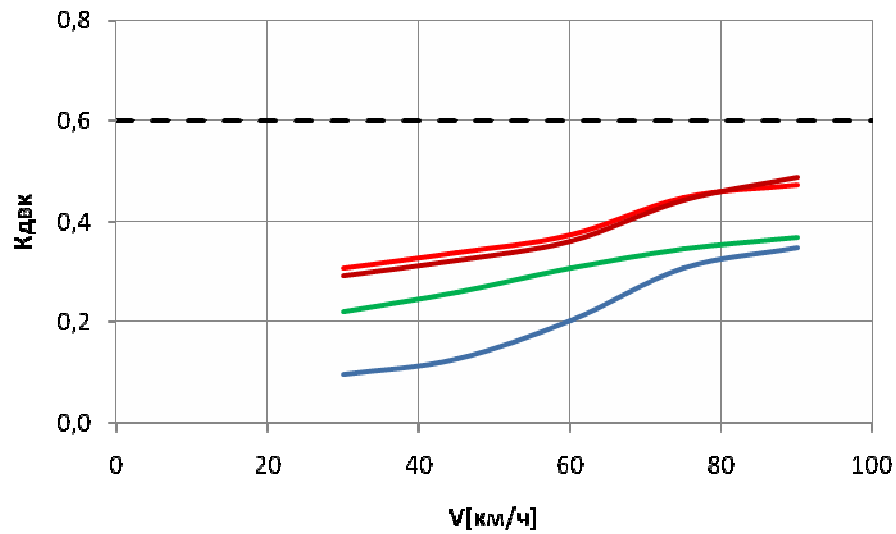


Рис. 4.12 – Грузеный режим. Кривая радиусом 600 м

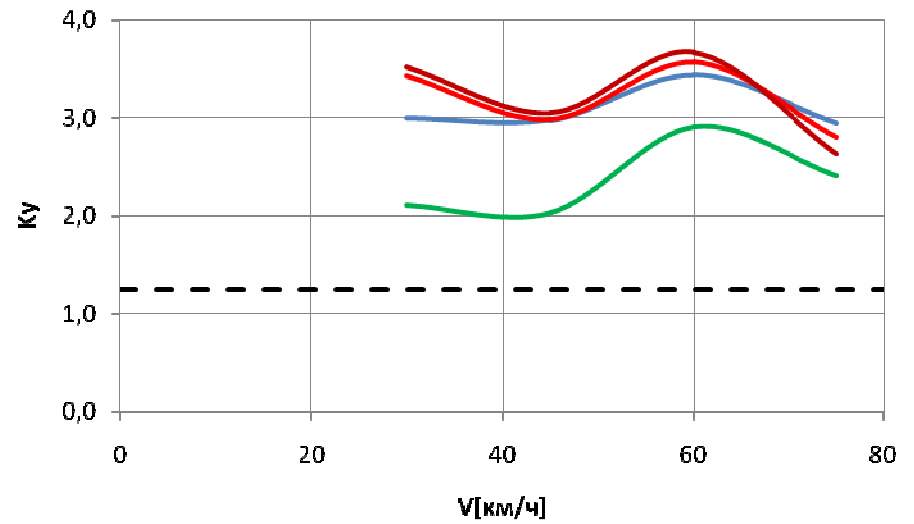
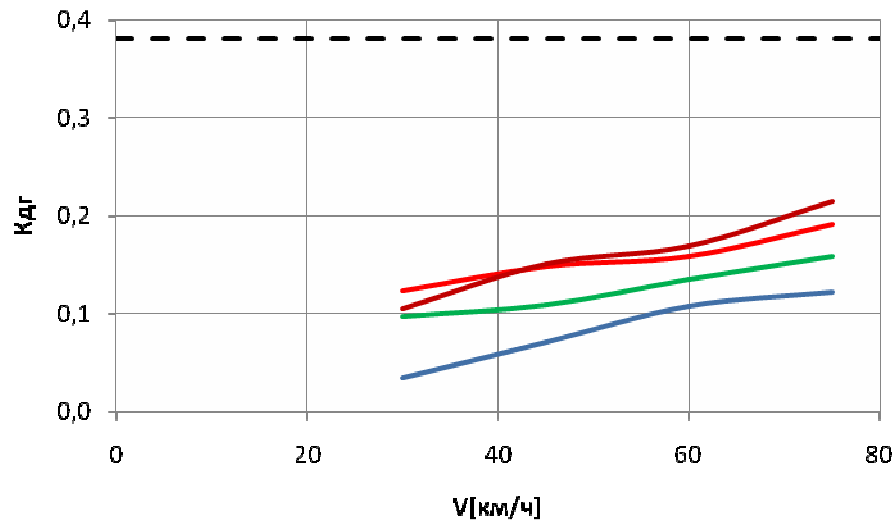
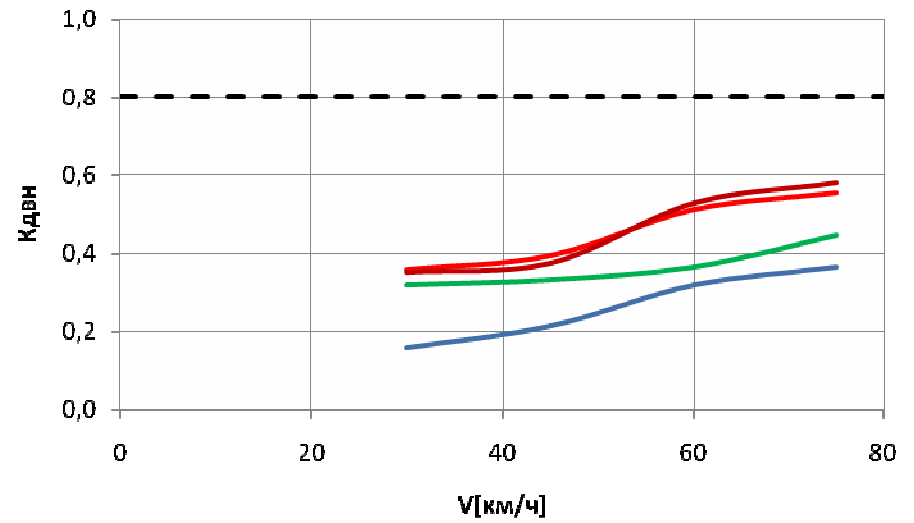
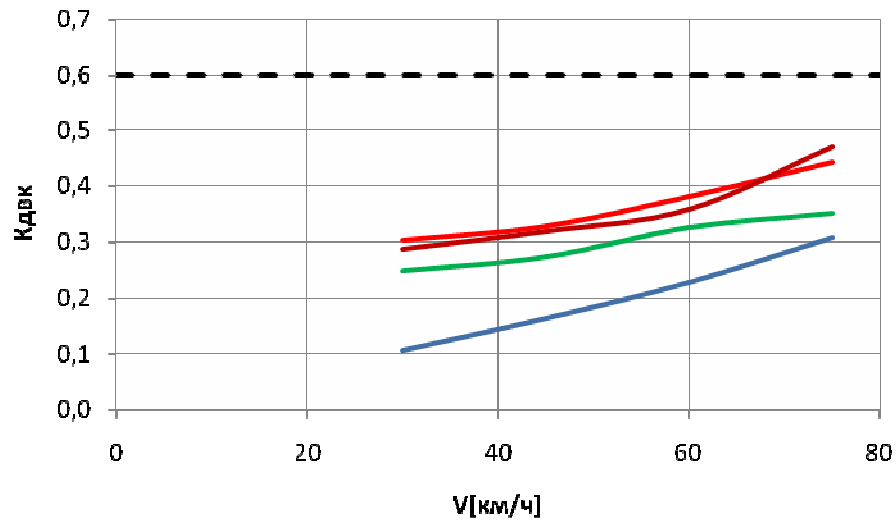


Рис. 4.13 – Грузеный режим. Кривая радиусом 300 м

Как видно из приведенных рисунков все динамические показатели полувагона на тележках 18-100 хуже, чем для остальных грузовых вагонов на тележках 18-1711 для порожнего режима, особенно в зоне больших скоростей движения.

Ходовые прочностные испытания. Результаты ходовых прочностных испытаний исследуемых вагонов приведены в Приложении Ж, где представлены схемы расположения тензорезисторов на вагоне-цистерне модели 15-1900 и полувагоне модели 12-1905, максимальные значения динамических напряжений, зарегистрированных при испытаниях в элементах конструкций вагонов.

Анализ результатов проведенных ходовых прочностных испытаний [225] вагона-цистерны модели 12-1900 и полувагона модели 12-1905, оборудованных тележками модели 18-1711, показывает, что во всех элементах конструкций исследуемых вагонов суммарные напряжения по III расчетному режиму во всем диапазоне скоростей вплоть до конструкционной не превышают допускаемых.

4.2 Экспериментальные исследования воздействия на путь грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клиновой системы рессорного подвешивания.

4.2.1 Объекты исследований

Одним из важных вопросов совершенствования конструкции грузовых вагонов является улучшение их динамических качеств и снижение силового воздействия на элементы верхнего строения пути. Особенно это касается грузовых вагонов с повышенной нагрузкой на ось.

Как известно, формирование динамической нагруженности как непосредственно конструкции вагона, так и элементов верхнего строения пути, во многом зависит от характеристик системы демпфирования и гашения колебаний. Потому в данном исследовании [226, 227] выполнено сравнение динамических

качеств вагонов с тележками, которые имеют различное конструктивное исполнение фрикционных клиньев рессорного подвешивания. Для экспериментальной проверки выбранных технических решений были выполнены испытания грузовых вагонов по воздействию на путь и стрелочные переводы в условиях магистральных железных дорог.

Объектами испытаний были выбраны полувагоны модели 12-1905 с осевой нагрузкой 25 тс (рис. 4.14). Один из них на тележках модели 18-1711 с пространственным клином [228], но с увеличенным углом наклона линии пересечения опорных поверхностей, взаимодействующих с надрессорной балкой, другой на тележках той же модели с плоским клином и полимерной накладкой, используемо в тележке модели 18-100 при ее модернизации по проекту С03.04 [95, 96]. В качестве вагона-эталона использовался полувагон модели 12-1704-04 на тележках 18-1750 (аналог тележки 18-100).



Рис. 4.14 – Полувагоны модели 12-1905 на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клиньев рессорного подвешивания

Общий вид пространственного и плоского фрикционных клиньев рессорного подвешивания изображен на рис. 4.15.

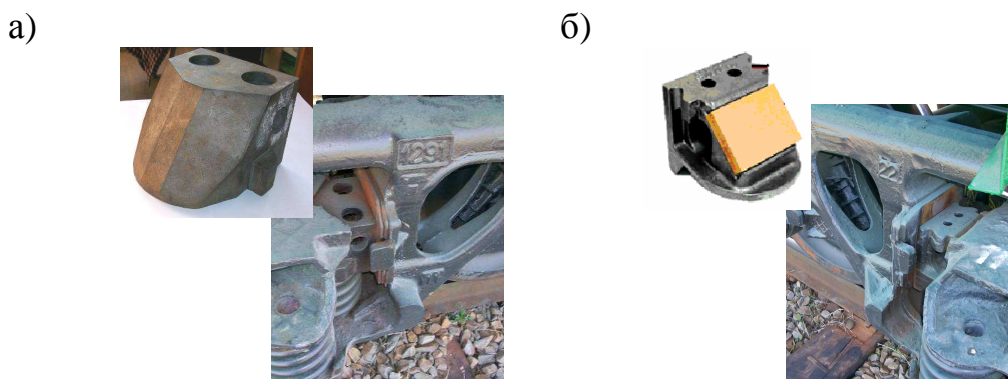


Рис. 4.15 – Пространственный (а) и плоский с полимерной накладкой (б) фрикционные клинья рессорного подвешивания

Основной целью испытаний являлись проверка тележки модели 18-1711 на соответствие нормативным требованиям [229, 231], а также определение возможности унификации надрессорной балки данной тележки с балкой тележки модели 18-100 и ее аналогами в части конструкции контактных поверхностей клиновой системы рессорного подвешивания.

Основные характеристики полувагонов, участвовавших в эксперименте, приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Характеристики исследуемых вагонов

| Наименование параметра | Значение параметра | | |
|--|------------------------------|---|---|
| | 12-1704-04 зав. № П159999 | 12-1905 (с пространст-венным клином) зав. № 152001 | 12-1905 (с плоским клином и полимерной накладкой) зав. № 152002 |
| Габарит вагона | 1-ВМ | | |
| База вагона, м | 8,65 | | |
| Длина вагона по осям сцепления автосцепок, м | 13,92 | | |
| Объем кузова, м ³ | 88±0,5 | 90±0,5 | |
| Проектная осевая нагрузка, тс | 23,5 | 25 | |
| Масса брутто вагона при испытаниях, т | 93,2 | 99,5 | 98,55 |
| Конструкционная скорость вагона, км/час | 120 | | |
| Коэффициент относительного трения фрикционных гасителей колебаний: | | | |
| -под порожним вагоном | – | 0,313 | 0,191 |
| -под массой брутто вагона | – | 0,115 | 0,0805 |

4.2.2 Методика проведения испытаний

Испытания проводились на железнодорожных путях общего пользования Приднепровской железной дороги с такими характеристиками:

Участок №1: бесстыковый путь с рельсами Р65 на железобетонных шпалах в прямой. Расположенный на 5 пикете 18 км перегона Новомосковск – Баловка. Эпюра шпал 1840 шт/км, балласт щебеночный толщиной около 0,40 м. На участке испытаний были неровности 3 степени: перекося и рихтовка.

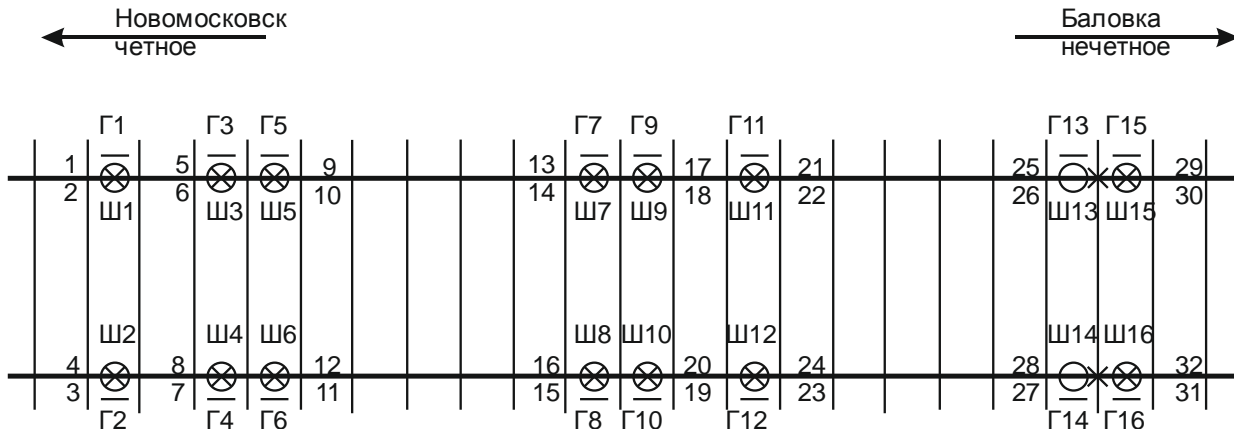
Участок №2: стрелочный перевод типа Р65 марки 1/9 на деревянных брусках, расположенный на ст. Баловка. Балласт щебеночный, толщина под брусом 0,30...0,35 м, с расстоянием в пределах установленных норм и допусков.

Участок №3: бесстыковый путь с рельсами Р65 на железобетонных шпалах в кривой радиусом 420 м, расположенный на перегоне Нижнеднепровск-Узел – Самаровка. Эпюра шпал 2000 шт/км. Балласт щебеночный. На участке испытаний имелась неровность 2 степени (рихтовка).

Участок №4: бесстыковый путь с рельсами Р65 на железобетонных шпалах в кривой радиусом 1100 м, расположенный на 5 пикете 17 км перегона Новомосковск-Днепровский – Баловка. Эпюра шпал 1840 шт/км, балласт щебеночный толщиной около 0,40 м. На участке испытаний имелась неровность 3 степени (рихтовка).

Состояние опытных участков пути и стрелочного перевода перед исследованиями и во время испытаний проверялось на соответствие требованиям «Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України» (ЦП/0269) по данным вагона-путеизмерителя и промеров измерительным инструментом.

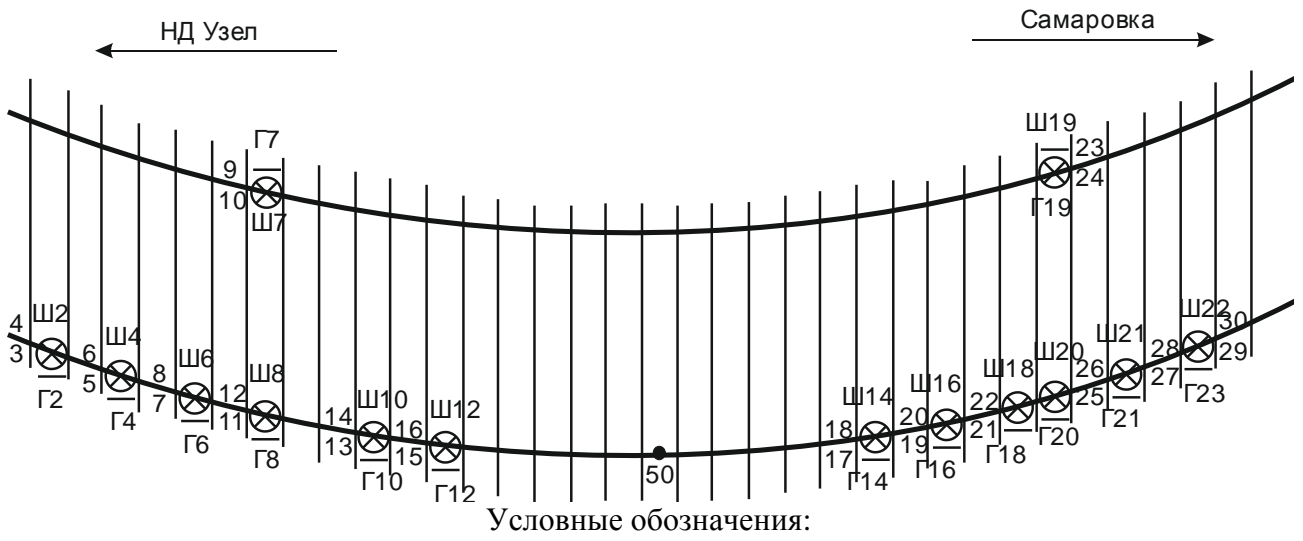
Результаты испытаний обрабатывались согласно [229, 230]. Количество и расположение датчиков на опытных участках показано на рис. 4.16 – 4.19.



Условные обозначения:

- X** – прибор для измерений вертикальных сил;
- Ш** – приборы для измерений напряжений в кромках подошвы рельсов;
- Г** – приборы для измерений напряжений в головке рельсов.

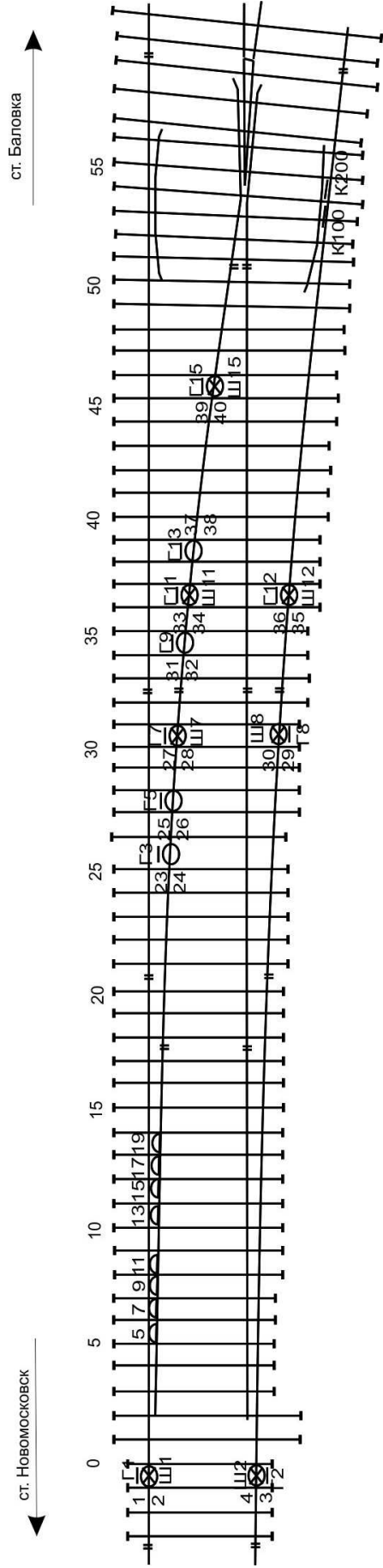
Рис. 4.16 – Схема установки измерительных приборов на опытном участке № 1



Условные обозначения:

- X** – прибор для измерений вертикальных сил;
- Ш** – приборы для измерений напряжений в кромках подошвы рельсов;
- Г** – приборы для измерений напряжений в головке рельсов.

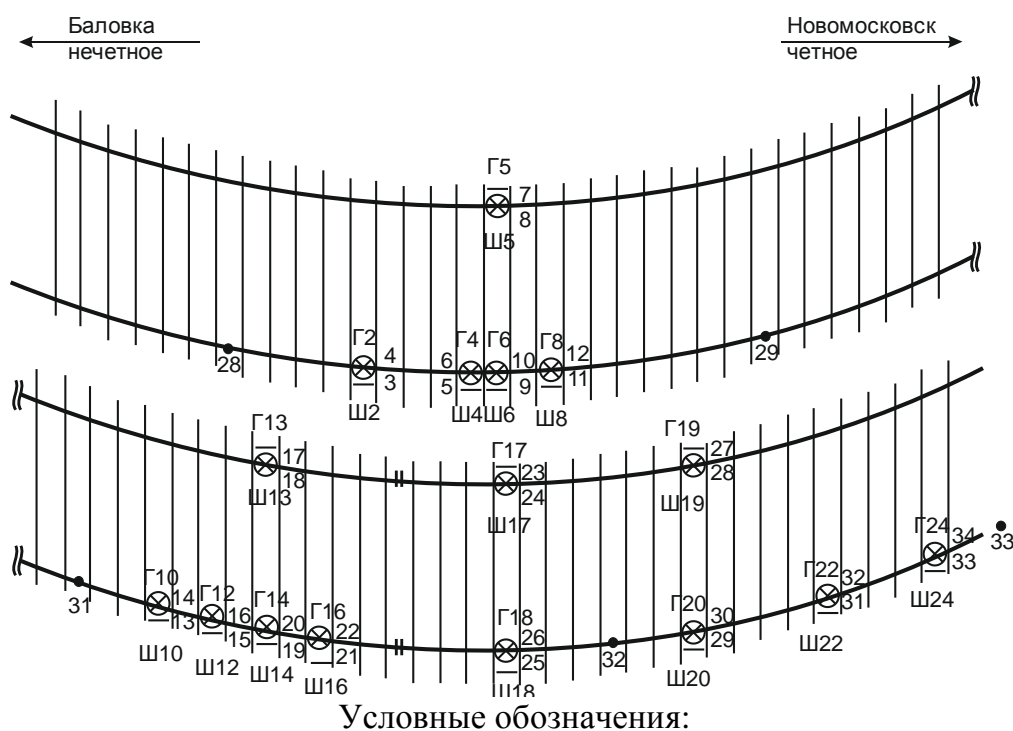
Рис. 4.17 – Схема установки измерительных приборов на опытном участке №3



Условные обозначения:

- X — прибор для измерений вертикальных сил;
- C — приборы для измерений напряжений в краях подошвы рельсов;
- I — приборы для измерений напряжений в головке рельсов.

Рис. 4.18 – Схема установки измерительных приборов на опытном участке №2



- Условные обозначения:
- X — прибор для измерений вертикальных сил;
 - Г — приборы для измерений напряжений в кромках подошвы рельсов;
 - Ш — приборы для измерений напряжений в головке рельсов.

Рис. 4.19 – Схема установки измерительных приборов на опытном участке № 4

Характеристики НДС пути рассматриваются как случайные величины, которые подчиняются закону нормального распределения. По показаниям каждого прибора для каждой оси экипажа при известных скоростях и направлениях движения составлялась первичная выборка. Выборки, полученные для определенных осей однотипных экипажей, объединялись. Далее для таких «объединенных» выборок по стандартной методике определяются основные статистики случайной величины: среднее значение, среднеквадратичное отклонение и максимально вероятное значение.

Оценка достоверности полученных результатов проводилась путем сравнения среднего значения и среднеквадратического отклонения на основании ДСТУ 3004-95 «Надежность техники. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным». Экспериментальные показатели для участков № 1, 3, 4 получены с достоверностью не менее 0,994 и для участка № 2 с достоверностью не менее 0,95 при погрешности измерения показателей до 5%.

Среднее значение и среднеквадратичное отклонение используются для определения максимальных вероятных значений показателей НДС при принятом в расчетах пути на прочность уровне вероятности не превышения 0,994 согласно [229, 230] в зависимости от скорости и направления движения исследовательского поезда.

Напряжения в шпалах, балласте и на основной площадке земляного полотна определялись с использованием величин вертикальных сил, полученных экспериментально.

4.2.3 Результаты испытаний

Результаты испытаний воздействия на путь и стрелочные переводы полувагонов приведены в таблице 4.5.

При проведении испытаний было выполнено необходимое количество опытных поездок, в результате получено более 75 тыс. измерений показателей НДС пути и стрелочных переводов.

По данным таблицы 4.2 видно, что показатели воздействия на путь вагона на тележках модели 18-1711 с плоским клином отличаются в большую или меньшую сторону не более чем на 11% от показателей тележки с пространственным клином. При этом, по параметрам, где наблюдаются превышения, имеется запас по допускаемым значениям от 1,7% до 75%. Следует заметить, что наименьший запас (1,7%), отмеченный по допускаемым значениям напряжения в кромках подошвы рельса, а так же превышение боковой нагрузки от колеса на рельс на 0,7% от допускаемого значения, зафиксировано при движении опытного поезда по прямому участку пути со скоростью 132 км/час, что на 10% выше конструкционной скорости тележки.

На основании результатов испытаний по воздействию на путь и стрелочные переводы можно сделать заключение, что полувагоны модели 12-1905 на тележках 18-1711 с разной конструкцией клиньев рессорного подвешивания по измеренным и расчетным показателям отвечают требованиям [231, 232]. Так же

полученные результаты показывают возможность унификации конструкции надрессорной балки тележки модели 18-1711 с конструкцией тележки 18-100 в части контактных поверхностей клиновой системы рессорного подвешивания.

Для дополнительного подтверждения возможности унификации надрессорной балки были проведены ходовые динамические испытания полувагонов.

Таблица 4.5

Результаты испытаний по воздействию на путь и стрелочные переводы
полувагонов

| Наименование параметра | Значение параметра | | | | | Показатели тележки с плоским клином в долях от показателей тележки с пространственным клином (в числителе) и допускаемых значений (в знаменателе) |
|--|--------------------|---------------|--------------|--|---|---|
| | Допускаемое | Скорость км/ч | Вагон эталон | Полувагон 12-1905 (с пространственным клином, 25 тс/ось) | Полувагон 12-1905 (с плоским клином, 25 тс/ось) | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Участок №1 - Прямая | | | | | | |
| Напряжения в кромках подошвы рельса, МПа | 240 | 40 – 132 | 207,6 | 226,5 | 235,9 | 104,2% / 98,3% |
| Боковая нагрузка колеса на рельс, кН | 100 | | 94,1 | 100,2 | 100,7 | 100,5% / 100,7% |
| Вертикальная сила, кН | - | | 209,4 | 232,1 | 237,1 | 102% / - |
| Напряжения в железобетонных шпалах, МПа | 4,0 | | 1,16 | 1,31 | 1,36 | 103,8% / 34% |
| Напряжения в щебеночном балласте под шпалой, МПа | 0,24 | | 0,17 | 0,19 | 0,20 | 105,2% / 83,3% |
| Напряжения на основной площадке земляного полотна, МПа | 80 | | 56,3 | 62,4 | 63,7 | 102,1% / 79,6% |

Продолжение таблицы 4.5

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--|------|----------|-------|-------|-------|----------------|
| Участок №2 – Стрелочный перевод | | | | | | |
| Напряжения в остряке, МПа | 275 | 5 – 40 | 254,4 | 272,5 | 262,2 | 96,2% / 95,3% |
| Напряжения в переднем вылете рамного рельса, МПа | 240 | | 201,3 | 207,3 | 202,6 | 97,7% / 84,4% |
| Напряжения в кромках подошвы рельса, МПа | 240 | | 159,8 | 166,6 | 169,2 | 101,6% / 70,5% |
| Напряжения в нерабочей грани контррельса, МПа | 330 | | 78,8 | 88,5 | 81,6 | 92,2% / 24,7% |
| Боковая нагрузка колеса на рельс, кН | 120 | | 80,8 | 84,4 | 88,4 | 104,7% / 73,6% |
| Участок №3 – Кривая 420 м | | | | | | |
| Напряжения в кромках подошвы рельса, МПа | 240 | 15 – 90 | 186,7 | 191,7 | 178,3 | 93% / 74,3% |
| Боковая нагрузка колеса на рельс, кН | 100 | | 88,6 | 82,8 | 76,9 | 93% / 77% |
| Вертикальная сила, кН | - | | 171,4 | 184,9 | 167,0 | 90,3% / - |
| Напряжения в железобетонных шпалах, МПа | 4,0 | | 0,98 | 1,0 | 0,93 | 93% / 23,3 |
| Напряжения в щебеночном балласте под шпалой, МПа | 0,24 | | 0,14 | 0,15 | 0,14 | 93,3% / 58,3% |
| Напряжения на основной площадке земляного полотна, МПа | 80 | | 48,1 | 49,4 | 46,0 | 93% / 57,5% |
| Участок №2 – Кривая 1100 м | | | | | | |
| Напряжения в кромках подошвы рельса, МПа | 240 | 15 – 120 | 160,6 | 165,5 | 162,9 | 98,4% / 67,9% |
| Боковая нагрузка колеса на рельс, кН | 100 | | 73,4 | 78,5 | 79,9 | 101,8% / 80% |
| Вертикальная сила, кН | - | | 164,2 | 172,3 | 185,6 | 107,7% / - |
| Напряжения в железобетонных шпалах, МПа | 4,0 | | 0,85 | 0,9 | 1,0 | 111% / 25% |
| Напряжения в щебеночном балласте под шпалой, МПа | 0,24 | | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 107,7% / 58,3% |

Результаты, полученные при сравнительных ходовых динамических испытаниях полувагонов на тележках 18-1711 с разной конструкцией клина и вагона-эталона [233] (Приложение 3), показали, что динамические характеристики полувагонов в груженом режиме, при движении с различными скоростями, вплоть до конструкционной, в кривых участках пути и по стрелочным переводам соответствуют требованиям [176, 185].

Показатели вертикальной динамики полувагонов на тележках модели 18-1711 в груженом режиме при движении по кривым радиусом 350 м на 10÷15 % лучше показателей вагона-эталона. При этом показатели вертикальной динамики полувагона на тележках модели 18-1711 примерно одинаковы.

Показатели горизонтальной динамики полувагонов на тележках модели 18-1711 в груженом режиме при движении по кривым радиусом 350 м на 35÷45 % лучше, чем у вагона-эталона. При этом показатели полувагона на тележках модели 18-1711 с пространственным клином на 20 % хуже, чем у полувагона на тележках модели 18-1711 с плоским клином.

Показатели вертикальной динамики полувагонов на тележках модели 18-1711 в груженом режиме при движении по кривым радиусом 650 м на 20÷25 % лучше показателей вагона-эталона. При этом показатели на тележках модели 18-1711 с пространственным клином на 15÷20 % хуже, чем у полувагона на тележках модели 18-1711 с плоским клином.

Показатели горизонтальной динамики полувагонов на тележках модели 18-1711 в груженом режиме при движении по кривым радиусом 650 м на 20÷30 % лучше, чем у вагона-эталона. При этом показатели полувагона на тележках модели 18-1711 с пространственным клином на 25 % хуже, чем у полувагона на тележках модели 18-1711 с плоским клином.

Показатели вертикальной динамики полувагонов на тележках моделей 18-1711 и 18-1750 в груженом режиме при движении по стрелочным переводам примерно одинаковы.

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 4

1. Проведены теоретические и экспериментальные исследования динамики грузовых вагонов на тележках предложенной конструкции с увеличенной осевой нагрузкой 25 тс (245 кН) модели 18-1711.

2. Усовершенствована математическая модель пространственных колебаний грузового четырехосного вагона в части учета особенности конструкции клиновых гасителей колебаний, что позволяет повысить достоверность результатов моделирования.

3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики вагонов на тележках модели 18-1711 подтверждают возможность унификации конструкции вагонов нового и предыдущего поколений с использованием материалов повышенной прочности или узлов усиленной конструкции, но сохранивших свои монтажные размеры.

При этом необходимо технологически исключать возможность установки деталей и узлов вагонов предыдущего поколения, аналогичных по конструкции новым деталям, но изготовленных из материалов с более низкими механическими свойствами.

4. На основании анализа полученных результатов моделирования и ходовых динамических испытаний грузовых вагонов на тележках 18-1711 и 18-1750 (аналог 18-100), предложено унифицировать надрессорную балку новой конструкции с конструкцией тележки модели 18-100 по конструкции поверхностей контакта с элементами рессорного подвешивания.

5. Проведены сравнительные экспериментальные исследования динамических качеств и воздействия на путь полувагонов на тележках модели 18-1711 с осевой нагрузкой 25 тс (245 кН) с пространственной и типовой конструкцией клиновой системы рессорного подвешивания и вагона эталона на тележках модели 18-1750 с типовой конструкцией клина и осевой нагрузкой 23,5 тс (230,5 кН).

6. По результатам проведенных исследований установлено, что при некотором увеличении негативного воздействия на путь по сравнению с вагоном эталоном показатели по воздействию на путь вагонов на тележках 18-1711 находятся в пределах допустимых значений. При этом вагон с плоской конструкцией клина рессорного подвешивания и полимерной накладкой, унифицированного с конструкцией тележки 18-100 и ее аналогов, по большинству показателей превосходит клиновую систему с пространственной формой и увеличенным углом наклона рабочей поверхности к фрикционной планке боковой рамы.

7. Результаты сравнительных ходовых динамических испытаний и сравнительных испытаний по воздействию на путь грузовых вагонов на тележках с разной конструкцией клиньев рессорного подвешивания подтверждают возможность унификации конструкции надрессорной балки тележки модели 18-1711 с тележкой 18-100 по конструкции поверхностей контакта с элементами рессорного подвешивания.

РАЗДЕЛ 5

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАБОТ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВУХОСНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

5.1 Оценка эффективности инновационных мероприятий в машиностроении

Основное назначение вагонного хозяйства - обеспечение железных дорог исправным подвижным составом, удовлетворяющим требованиям безопасности движения и сохранности перевозимых грузов, на основе внедрения наиболее совершенных технологических процессов и передовых методов труда при эксплуатации, осмотре и ремонте вагонов.

Инновационные мероприятия в вагонном хозяйстве железных дорог могут быть связаны с:

- внедрением нового или модернизированного подвижного состава;
- внедрением новых или усовершенствованных технологических процессов ремонта и обслуживания вагонов;
- совершенствованием организации труда и управления.

Современная экономика характеризуется преобладанием стоимостного подхода к управлению при создании инновационных продуктов, это связано, в первую очередь, с необходимостью обеспечения конкурентных преимуществ, в том числе по цене, а также с возможностями анализа затрат и управления затратами при принятии управленческих решений на предприятии. Однако, инновационные продукты, в первую очередь, ориентированы на рынок, их реализация связана с ожиданиями получения различных видов эффективности в различных областях.

Для оценки эффективности инновационных мероприятий, в том числе на железнодорожном транспорте, используется показатель – затраты жизненного цикла (Life Cycle Cost - LCC).

Стоимость жизненного цикла (СЖЦ) подвижного состава и сложных технических систем железнодорожного транспорта, включающая все затраты потребителя при их использовании, характеризует с экономической точки зрения их конкурентоспособность и предопределяет выбор потребителя.

Как правило, рост уровня качества изделия сопровождается снижением эксплуатационных расходов и ростом затрат на его изготовление. Поэтому новый подвижной состав и сложные технические системы железнодорожного транспорта, хотя и могут на протяжении срока службы иметь более высокую первоначальную стоимость, должны обеспечивать значительно более низкие по сравнению с существующей техникой эксплуатационные расходы.

При определении эффективности нового подвижного состава и сложных технических систем железнодорожного транспорта уже на стадии конструкторских проработок необходимо оценивать уровень лимитной, то есть предельно допустимой, цены новой техники. При этом важен выбор техники-аналога и безусловная сопоставимость условий эксплуатации сравниваемых технических решений.

Затраты жизненного цикла технического средства включают все затраты потребителя, связанные с его приобретением и владением им, то есть

цену приобретения, сопутствующие единовременные расходы, а также эксплуатационные издержки за весь срок службы и расходы на утилизацию.

При этом в случае, если при внедрении нового технического средства необходимо осуществлять дополнительные вложения денежных средств в смежные отрасли, они также должны быть учтены в составе затрат жизненного цикла. Кроме того, аналогично расчетам эффективности новой техники должен быть соблюден принцип сопоставимости по таким параметрам расчета, как долговечность изделий, их производительность, эксплуатационные условия и прочие. При определении стоимости жизненного цикла новой техники необходимо также учитывать экологические, социальные и качественные изменения, сопровождающие ее внедрение.

При применении показателя стоимости жизненного цикла для сравнения различных типов технических средств в целях сопоставимости результатов расчетов технико-экономические и эксплуатационные показатели должны быть рассчитаны для одинаковых условий использования.

В состав единовременных затрат входят стоимость единицы подвижного состава и сложной технической системы железнодорожного транспорта (цена приобретения) и сопутствующие капитальные вложения (инвестиции), которые необходимо осуществлять при внедрении ее в эксплуатацию.

К сопутствующим затратам относятся затраты:

- на обучение ремонтного и обслуживающего персонала (в случае, если эти расходы не включены в контрактную стоимость объекта);

- на оборудование деповской и заводской ремонтной базы, в том числе затраты на приобретение дополнительных испытательных и ремонтных комплексов, диагностической и поверочной аппаратуры, специального инструмента, расширение имеющихся площадей и т.п.;

- на увеличение протяженности деповских станционных путей (при повышении весовых норм составов);

- дополнительные инвестиции в необходимый вагонный парк;

- прочие расходы.

При проведении сравнительной оценки СЖЦ альтернативного ряда технических объектов железнодорожного транспорта в состав затрат могут быть включены только изменяющиеся по вариантам статьи расходов. При этом, как правило, проводится попарное сравнение стоимости жизненного цикла нового/модернизированного объекта с аналогом/прототипом.

Расчет СЖЦ может осуществляться как с учетом, так и без учета фактора времени (дисконтирования).

Без учета дисконтирования СЖЦ определяется при анализе структуры расходов за весь срок службы подвижного состава и сложной технической системы, выявлении наиболее затратных статей с целью принятия мер по возможному их снижению.

Поскольку СЖЦ рассчитывается за определенный временной период, учитываются различные аспекты фактора времени:

- несопоставимость во времени одних и тех же затрат;
- инфляция;
- неопределенность и риск.

Учет фактора времени производится путем приведения стоимостных показателей к ценности начального периода, то есть путем дисконтирования.

При определении СЖЦ подвижного состава и сложных технических систем железнодорожного транспорта особое внимание должно быть уделено выбору нормы дисконта.

Норма дисконта определяет реальную стоимость денег в конкретный момент времени. Различия в стоимости денежной единицы в разные моменты времени обусловлены возможностью их альтернативного использования, величиной процентных ставок по долгосрочным кредитам, инфляционными изменениями в экономике в целом и в отношении отдельных продуктов и ресурсов, а также уровнем различных видов риска, присущих долгосрочным мероприятиям.

Для расчета общественной эффективности инноваций применяется социальная (общественная) норма дисконта, устанавливаемая централизованно государственными органами в соответствии с прогнозами экономического и социального развития страны. Для определения коммерческой эффективности инновационного мероприятия применяется коммерческая норма дисконта, равная приемлемой для инвесторов норме дохода на капитал.

Поскольку определение СЖЦ подвижного состава и сложных технических систем железнодорожного транспорта осуществляется на протяжении всего срока их службы, необходимо учитывать изменение во времени цен на потребляемые в процессе эксплуатации объектов ресурсы, обусловленное инфляцией. Соответственно, изменятся и затраты жизненного цикла, определяемые исходя из количества потребляемых в процессе эксплуатации ресурсов (материальных, трудовых, финансовых) и цены единицы ресурса. С течением времени даже при

неизменном объеме (количестве) потребляемых ресурсов общая величина затрат изменяется под влиянием инфляции. Цены в зависимости от способа отражения в них инфляции подразделяются на постоянные, переменные и дефлированные.

Технико-экономическое обоснование инноваций проводится на основе расчета показателей сравнительной экономической эффективности.

Порядок выполнения расчета величины годовых эксплуатационных расходов для технико-экономической оценки эффективности инноваций, расчета полезного эффекта и стоимости жизненного цикла в вагонном хозяйстве:

1. Выбирается база для сравнения (объект - аналог).
2. Выявляются технические преимущества инновационного мероприятия.
3. Рассчитываются эксплуатационные расходы по сравниваемым вариантам, связанные с реализацией инновационного мероприятия по годам расчетного периода.

При проведении расчетов необходимо приводить варианты в сопоставимый вид по объему выполняемой работы (производительности).

Состав статей эксплуатационных расходов, учитываемых при расчете эффективности инноваций в вагонном хозяйстве, определяется номенклатурой доходов и расходов.

Текущие расходы железнодорожного транспорта определяют либо расчетом по статьям номенклатуры доходов и расходов, либо по расходным нормативам на измерители и величинам последних.

Новый подвижной состав создается на базе прогрессивных технических решений и конструкторско-технологических разработок, и ее использование в перевозочной работе оказывает влияние не только на затраты и результаты работы локомотивного хозяйства, но и путевое, вагонное хозяйства и другие хозяйства железных дорог.

Поэтому при определении затрат жизненного цикла необходимо учитывать инвестиции:

- в создание ремонтной базы;

- в разработку и оснащение депо технологическим, диагностическим оборудованием и средствами измерения;
- на обучение и подготовку кадров.

5.1 Техническая и экономическая целесообразность внедрения унифицированной боковой рамы тележек грузовых вагонов

Основной отличительной особенностью спроектированных литых деталей тележки является то, что они по своим монтажным размерам полностью унифицированы с наиболее распространенной на сети железных дорог тележкой модели 18-100 и ее аналогами. Несмотря на то, что разработанная тележка 18-1711 только проходит подконтрольную эксплуатацию, серийное производство ее боковой рамы налажено на ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ» (ЧАО «АЭС»), где она используется в конструкции тележки 18-1750. Производство новой боковины было освоено в кратчайшие сроки и с минимальными затратами, т.к. не потребовалась переподготовка персонала, занятого производством и контролем качества. Кроме того, необходимая механическая обработка поверхностей монтажных узлов боковой рамы производится на уже существующем оборудовании, контроль основных монтажных размеров производится уже существующими шаблонами. Единственными существенными затратами на подготовку производства данной рамы явились затраты на изготовление литейной оснастки. Но эти затраты целиком оправданы и неизбежны, так как внедрение новой конструкции боковины позволяет решить общую для вагоностроительных заводов проблему изломов в эксплуатации боковин тележек предыдущего поколения, конструкция которых уже не соответствует современным условиям эксплуатации [234].

По данным экономической службы ЧАО «АЭС» в случае запуска в серийное производство вагонов с осевой нагрузкой 25 тс и сохранением производства вагонов предыдущего поколения внедрение унифицированной боковой рамы позволит снизить затраты на приобретение нового оборудования и

оснастки на 15%, на подготовку и обучение персонала на 25%, на проведение периодических испытаний до 50%. Кроме того ожидаемая ежегодная экономия на метрологическом обслуживании контрольно-измерительных приборов и приспособлений составит 17% [234].

5.2 Сравнительная экономическая эффективность новой боковой рамы по отношению к раме тележки модели 18-100

Сравнительная экономическая эффективность новой боковой рамы по отношению к раме тележки 18-100 может быть оценена на базе текущей стоимости затрат на их жизненный цикл [234].

Данные для расчета сравнительной эффективности представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Данные для расчета стоимости жизненного цикла боковых рам

| Наименование параметра | Боковая рама | | |
|------------------------------------|-----------------------|--|-------|
| | тележка модели 18-100 | предложенная конструкция (унифицированная) | |
| Осевая нагрузка, тс | 23,5 | 23,5 | 25 |
| Расчетный срок службы*, лет | 23 | 32 | 32 |
| Стоимость изготовления, грн | 24900 | 25000 | 25000 |
| Стоимость установки в тележку, грн | 100 | 100 | 100 |

*Значение для боковой рамы тележки модели 18-100 получено для обеспечения коэффициента запаса усталостной прочности 1,8, а для унифицированной боковой рамы не менее 2,00.

При этом, поскольку стоит задача сравнения вариантов технического решения, во внимание целесообразно принимать только те расходы, которые отличаются по вариантам. В рассматриваемом случае такими расходами являются стоимость изготовления боковых рам с учетом затрат на их установку в тележку. При этом, затраты на жизненный цикл необходимо учитывать на одинаковый срок экономической жизни, за который целесообразно выбрать больший срок в 32 года. Таким образом, текущая стоимость затрат на жизненный цикл унифицированной боковой рамы вычисляется по формуле:

$$B_1 = B_{\text{виз.1}} + B_{\text{вст.1}},$$

где B_1 – текущая стоимость затрат на жизненный цикл унифицированной боковой рамы, грн;

$B_{\text{виз.1}}$ – стоимость изготовления унифицированной боковой рамы, грн;

$B_{\text{вст.1}}$ – затраты на установку боковой рамы в тележку, грн.

Текущая стоимость затрат на жизненный цикл боковой рамы тележки 18-100 вычисляется по формуле:

$$B_0 = B_{\text{виз.0}} + B_{\text{вст.0}} + \frac{B_{\text{виз.0}} + B_{\text{вст.0}}}{(1+R)^{T_0}} - (B_{\text{виз.0}} + B_{\text{вст.0}}) \cdot \frac{1 - (1+R)^{-(T_0 - (T_1 - T_0))}}{1 - (1+R)^{-T_0}} \cdot \frac{1}{(1+R)^{T_0}}, \quad (5.1)$$

где B_0 – текущая стоимость затрат на жизненный цикл боковой рамы тележки 18-100, грн;

$B_{\text{виз.0}}$ – стоимость изготовления боковой рамы тележки 18-100, грн;

$B_{\text{вст.0}}$ – затраты на установку боковой рамы в тележку, грн;

R – ставка дисконта (реальная), доля;

T_0 – расчетный срок службы боковой рамы тележки 18-100, лет;

T_1 – расчетный срок службы унифицированной боковой рамы,

лет.

Номинальная ставка дисконта определяется методом суммирования и учитывает такие составляющие:

- базовая норма дохода, %;
- премия за низкую ликвидность, %;

- премия за риск, %.

Базовая норма дохода определяется как средняя процентная ставка за долгосрочные депозиты юридических лиц в национальной валюте. По данным Национального банка Украины [235] названный показатель составляет 11,46%.

Премия за низкую ликвидность определяется как разница между средними процентными ставками долгосрочных и краткосрочных депозитов. Средняя процентная ставка краткосрочных депозитов юридических лиц в национальной валюте по данным Национального банка Украины [235] составляет 5,55%. Таким образом, премия за низкую ликвидность равна $11,46 - 5,55 = 5,91\%$.

Премия за риск для подобных инвестиционных проектов по данным [236] достигает 4%.

Таким образом, номинальная ставка дисконта равна:

$$R_n = 11,46 + 5,91 + 4 = 21,37\% .$$

Реальная ставка дисконта вычисляется по формуле Фишера:

$$R = \frac{R_n - i}{1 + i/100} , \quad (5.2)$$

где R_n – номинальная ставка дисконта (норма дохода), %

i – темп инфляции, %.

По данным Государственной службы статистики Украины [237] темп инфляции в Украине составляет 4,6%.

Реальная (очищенная от инфляции) ставка дисконта равна:

$$R = \frac{21,37 - 4,6}{1 + 4,6/100} = 16,0\%$$

Текущая стоимость затрат на жизненный цикл унифицированной боковой рамы равна:

$$B_1 = 25000 + 100 = 25100 \text{ грн,}$$

Текущая стоимость затрат на жизненный цикл боковой рамы тележки 18-100 равна:

$$B_0 = 24900 + 100 + \frac{24900 + 100}{(1 + 0,16)^{23}} -$$

$$- (24900 + 100) \cdot \frac{1 - (1 + 0,16)^{-(23 - (32 - 23))}}{1 - (1 + 0,16)^{-23}} \cdot \frac{1}{(1 + 0,16)^{23}} = 25627 \text{ грн.}$$

Поскольку критерием оптимальности является минимизация текущей стоимости затрат на жизненный цикл, можно сделать вывод по большей экономической эффективности унифицированной боковой рамы (текущая стоимость затрат на жизненный цикл равна 25100 грн), чем боковой рамы тележки 18-100 (текущая стоимость затрат на жизненный цикл равна 25627 грн). То есть внедрение унифицированной боковой рамы обеспечит формирование дополнительной чистой текущей стоимости в размере 527 грн ($25627 - 25100 = 527$) на одну боковую раму.

Таким образом, в результате выполнения исследований подтверждается экономическая целесообразность внедрения в производство и дальнейшей эксплуатации на дорогах колеи 1520 мм унифицированных боковых рам для тележек грузовых вагонов типовой конструкции и тележек нового поколения [238, 239].

ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ 5

1. На основании практического использования конструкторских разработок надрессорной балки и боковой рамы на предприятии изготовителе, выполненных с участием автора, подтверждена техническая и экономическая целесообразность унификации по монтажным размерам литых деталей тележек грузовых вагонов нового поколения.

2. Выполнена сравнительная оценка экономической эффективности внедрения боковой рамы, разработанной с участием автора, по отношению к боковой раме тележки 18-100 с использованием данных по текущей стоимости затрат на их жизненный цикл. Результаты показывают формирование дополнительной чистой текущей стоимости в размере 527 грн. на одну боковую раму, что в пересчете на годовую программу 10 тыс. грузовых вагонов (средняя программа выпуска вагонов на предприятиях ПАО «Азовмаш») составляет 21,08 млн. грн.

3. Результаты выполненной диссертационной работы внедрены на ПАО «Азовмаш», г. Мариуполь (акт внедрения № 939-1037 от 10.12.13), а также на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, (акт внедрения № 13-02/2236-21/3 от 05.12.13).

ВЫВОДЫ

1. Определены основные тенденции развития конструкций трехэлементных тележек грузовых вагонов для железных дорог колеи 1520 мм, направленные на увеличение осевых нагрузок, снижение износа трущихся деталей, улучшение динамических качеств грузовых вагонов, снижение эксплуатационных затрат за счет увеличения межремонтного пробега.

2. Подтверждена необходимость выполнения отечественных разработок в области создания и модернизации тележек грузовых вагонов для обеспечения конкурентоспособности и экономической безопасности украинских предприятий вагоностроительной отрасли и страны в целом.

3. Унификация по монтажным размерам деталей и узлов вагонов нового и предыдущего поколений определена как одно из перспективных направлений совершенствования грузового подвижного состава железных дорог.

4. Предложены конструктивные решения надрессорной балки и боковой рамы с улучшенными прочностными характеристиками, которые соответствуют всем современным нормативным требованиям и предназначены для использования в конструкции тележки с осевой нагрузкой 23,5 (230,5 кН) и 25 тс (245 кН).

5. Выполненные теоретические исследования напряженно-деформированного состояния и усталостной прочности литых деталей тележки предложенной конструкции показывают, что эквивалентные напряжения по всем расчетным режимам не превышают допустимого нормативной документацией уровня напряжений, а коэффициент запаса усталостной прочности для надрессорной балки и боковой рамы на 12 и 12,5 процентов соответственно превышает минимально допустимое значение, установленное нормативной документацией для расчетных данных.

6. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния деталей тележки с увеличенной осевой нагрузкой показали, что во всех исследованных зонах, рекомендуемых нормативной документацией, над

рессорной балки и боковой рамы при статических испытаниях на прочность суммарные напряжения при всех режимах не превышают уровня допускаемых напряжений, а несущая способность надрессорной балки и боковой рамы сохраняется при испытании нагрузками на 26 и 11 процентов соответственно превышающими минимально допускаемые значения.

7. Определенные по результатам испытаний коэффициенты запаса усталостной прочности для надрессорной балки и боковой рамы больше минимально допускаемого для результатов испытаний значения на 14 и 28 процентов соответственно, при этом достоверность полученных результатов подтверждается полученной величиной коэффициента линейной корреляции ρ , зависящего от количества испытанных деталей.

8. Анализ и сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований прочностных характеристик литых деталей тележки грузовых вагонов свидетельствует о надежности принятых конструктивных решений, хорошей сходимости результатов и достоверности полученных данных.

9. Усовершенствована математическая модель пространственных колебаний грузовых вагонов, которая в отличие от существующих моделей позволяет более точно оценивать динамические показатели вагонов с учетом особенности конструкции клиновой системы гасителей колебаний.

10. На основании анализа полученных результатов моделирования и ходовых динамических испытаний грузовых вагонов на тележках 18-1711 и 18-1750 (аналог 18-100) предложено унифицировать надрессорную балку новой конструкции с конструкцией тележки модели 18-100 в части поверхностей контакта с элементами рессорного подвешивания.

11. Результаты выполненной сравнительной оценки экономической эффективности внедрения боковой рамы, разработанной с участием автора, по отношению к боковой раме тележки 18-100 с использованием данных по текущей стоимости затрат на их жизненный цикл показывают формирование дополнительной чистой текущей стоимости в размере 527 грн. на одну боковую раму, что в пересчете на годовую программу 10 тыс. грузовых вагонов (средняя

программа выпуска вагонов на предприятиях ПАО «Азовмаш») составляет 21,08 млн. грн.

12. Результаты выполнения работы внедрены при модернизации тележки модели 18-1750 с осевой нагрузкой 23,5 тс при проектировании тележки для инновационных вагонов модели 18-1825 с осевой нагрузкой 23,5 тс и улучшенными динамическими показателями, а также проектировании тележки модели 18-1711 с осевой нагрузкой 25 тс на ПАО «Азовмаш» ООО «ГСКБВ им. В.М.Бубнова» и образовательном процессе на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В. Лазаряна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шадур Л. А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Л. А. Шадур. – М.: – 1980. – 440 с.
2. Вагоны / под ред. Винокурова М. В. – М.: Трансжелдориздат. – 1953. – 704 с.
3. Лукин В. В. Конструирование и расчет вагонов / В.В. Лукин – М.: Транспорт. – 2000. – 728 с.
4. Горбунов Н. И. Экспериментальные исследования сцепления колеса с рельсом на испытательно-измерительном комплексе / Н. И. Горбунов, Е. А. Кравченко, Ю. Ю. Осенин, В. Д. Черников, М. А. Крысанов, Л. А. Слюсарева, А. А. Малохатко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 5(123), Ч. 1. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2008. – С. 18 – 23.
5. Исаев И.П. Совершенствование экспериментальных исследований сцепления колеса с рельсом / И. П. Исаев, А. Л. Голубенко // Железные дороги мира, М. – 1988. – № 10. – С. 2 – 10.
6. Голубенко О. Л. Зчеплення колеса з рейкою: 2-е изд. доп. и перераб. – Луганск: Изд-во ВУГУ. – 1999. – 476 с.
7. Chudzikiewicz A. The Assessment of Rolling Surface State on Railway Vehicle Dynamics / A. Chudzikiewicz, J. Drozdziel, D. Sowinski, A. Szulczyk // XII Міжнар. конф. Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження. 23 – 24 травня 2013 р, Дніпропетровськ. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ. – 2008. – С. 167.
8. Sitarz M. Metody numeryczne w projektowaniu kół kolejowych zestawów kołowych. / M. Sitarz, A. Sładkowski, K. Chruzik // Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. – 2003. – 130 p.
9. Bogacz R. On the group-phase velocities relations for continuous systems under moving loads. / R. Bogacz, T. Krzyzinski, K. Popp // ZAMM. – 1990. № 70(4). – P. 202 – 203.

10. Bogacz R. On dynamics of systems modeling continuous and periodic guideways. / R. Bogacz, T. Krzyzinski, K. Popp // Archives of Mechanics. – 1993. № 45(5). – P. 575 – 593.
11. Шеффель Г. Влияние подвешивания на устойчивость подвижного состава при извилистом движении. // Железные дороги мира. – 1981. № 5. – С. 10 – 32.
12. Шеффель Г. Новая конструкция подвешивания железнодорожных вагонов // Железные дороги мира. – 1975. – № 4. – С. 15 – 22.
13. Шеффель Г. Устойчивость при вилянии с боковым откосом и способность подвижного состава вписываться в кривые // Железные дороги мира. – 1974. № 12. – С. 32 – 46.
14. Scheffel H. The influence of the suspension on the hunting stability of railway vehicles // Rail international. October 1978. – P. 27.
15. Scheffel H. A passive bogie for double deck cars / H. Scheffel, A.Orlova, W. Kik, M. Hecht. // Тез. докл. IV межд. научно-техн. конф. Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты. Санкт-Петербург.: ПГУПС, 2005. – С. 182 – 184.
16. Scheffel H. Shear Stiffner Linkages for Radial Bogies. / H. Scheffel, P. H. Smit // Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1997. – № 27.
17. De Pater A. D. The motion of a single wheelset along curved track. Delft University of Technology, Report 1072. – 1995.
18. Де Патер А. Д. Колебания нелинейных механических систем с жесткими ограничителями.// Труды Международного симпозиума по нелинейным колебаниям. Киев, 1963, – т. 3. – С. 326 – 346.
19. Kalker J. J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact // International Report, Delft University of Technology, Department of Mathematics, Delft, Netherlands, 1980.
20. Kalker J. J. A strip theory of rolling with slip and spin. // Proceedings: Koninklijke nederlandse akademie van wetenschappen. Serie B – Physical Sciences. – 1967. – № 70. – P. 10 – 62.

21. Kalker J. J. Consideration on Corrugation. // *Vehicle System Dynamics*. – 1994. – № 23. – P. 3 – 28.
22. Kalker J. J. On the rolling of two elastic bodies in the presence of dry friction. // *Doctoral Thesis, Delft University of Technology, 1967*.
23. Kalker J. J. Survey of wheel-rail rolling contact theory. // *Vehicle System Dynamics*. – 1979. – № 8. – P. 317 – 379.
24. Kalker J. J. The computation of three-dimensional rolling contact with dry friction // *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. – 1979. – № 9 – P. 1293 – 1307.
25. Шеффель Г. Влияние подвешивания на устойчивость подвижного состава при извилистом движении. // *Железные дороги мира*. – 1981. – № 5. – С. 10 – 32.
26. Carter F. W. On the action of the locomotive driving wheel. // *Proc. Roy. Soc. A., London*. – 1926. – № 121. – P. 151 – 157.
27. Carter F. W. On the stability of running of locomotives. -*Proc. Roy. Soc., London*, –1928. – № 121. – P. 585 – 611.
28. Kalker J. J. Survey of Wheel Rail Rolling contact theory. // *Vehicle System Dynamics*. – 1979. – № 4. – P. 317 – 358.
29. Kalker J. J. Some New Results in Rolling Contact. / J. J. Kalker, J. Piotrowski. // *Vehicle System Dynamics*. – 1989. – № 18.
30. Golubenko. A. The influence of a rail lateral bending on the stress – strain state of a wheel – rail contact. / A. Golubenko, A. Kostyukevich, I. Tsyganovskiy, V. Nozhenko // *ТЕКА Ком. Mot. i Energ. Roln.* – OLPAN. – 2011. – № 11А, P. 78 – 84.
31. Кожевников И. Ф. Динамика колес с деформируемой периферией. Обзор. // *Сборник. Задачи исследования устойчивости и стабилизации движения*. – М: ВЦ им. А.А. Дородницына РАН . – 2009. – С. 53 – 83.
32. Камаев В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. – М.: Машиностроение. –

1980. – 215 с.
33. Blohin Y. Optimization of parametrs of spring suspension of the freight car three-piece bogie / Y. Blohin, O. M. Pshin'ko, S. V. Myamlin // Proc. 5th intern. conf. on railway bogies and running gears. – Budapest. – 2001. – P. 263 – 271.
 34. Мямлин С.В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем совершенствования характеристик рессорного подвешивания: Дис. д-ра техн. наук: 05.22.07. – Луганск, 2004. – 455 с.
 35. Манашкин Л.А. Пространственные модели гасителей колебаний тележек вагонов/ Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин // Залізнич. трансп. України. – 2005. – № 2. – С. 20 – 24.
 36. Мямлин С.В. Влияние параметров центрального и буксового подвешивания на динамическую нагруженность полу вагона / С. В. Мямлин, Е. А. Письменный, А. И. Яловой, Л. А. Манашкин // Труды 2-й научно-техн. конф. «Подвижной состав 21 века (идеи, требования, проекты)». – Санкт-Петербург: ПГУПС. – 2001. – С. 40 – 41.
 37. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств. / Н. А. Радченко. – Киев: Наукова думка. – 1988. – 212 с.
 38. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – Киев: Наук. думка, 1972. – 193 с.
 39. Демин Ю. В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей. / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. – Киев: Наукова думка. – 1984. – 160 с.
 40. Ромен Ю. С. О некоторых колебаниях железнодорожного экипажа в кривых произвольного очертания / Ю. С. Ромен. – ВНИИЖТ. – 1967. – № 347. – С. 5 – 26.
 41. Шахунянец Г. М. Железнодорожный путь / Г. М. Шахунянец. – М.: Транспорт, 1981. – 565 с.

42. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей. / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – Киев: Наукова думка. – 1972. – 193 с.
43. Лазарян В. А. Динамика вагонов: Устойчивость движения и колебания. / В. А. Лазарян. – М.: Машиностроение. – 1964. – 256 с.
44. Лазарян В. А. К вопросу проектирования продольного профиля железных дорог / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин. // Исследование колебаний подвижного состава. – Днепропетровск. – 1977. – С.71 – 73.
45. Лазарян В. А. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин // Совершенствование норм проектирования. Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп – 1974. – Вып. 444. – С.83 – 123.
46. Богомаз Г. И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн./ Г. И. Богомаз. – Киев: Наукова думка. – 2004. – 223 с.
47. Бороненко Ю. П. Оценка пределов увеличения грузоподъемности вагонов и возможных путей их достижения / Тезисы доклада 12-й международной научно конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта» // – Днепропетровск: ДНУЖТ им. В. Лазаряна. – 2008. – С. 43.
48. Петров Н. П. Влияние поступательной скорости колеса на напряжения в рельсе при отступлениях колеса от круглой формы и рельса лежащего на шести опорах, от прямолинейного вида. // Записки русского технического общества. – 1905. – Вып. 2. – С. 1 – 50.
49. Петров Г. И. Динамика многоосных грузовых вагонов с опиранием кузова на скользуны: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – М. – 1986. – 25 с.
50. Вериго М. Ф. Влияние зазора в колее при взаимодействии пути и подвижного состава. // Труды ЦНИИ МПС. – 1969. – Вып. 385. – С. 95 – 107.

51. Вериго М. Ф. Динамика вагонов. / М. Ф. Вериго. – М.: Изд-во ВЗИИТ. –1971. – 176 с.
52. Данович В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – М. – 1982. – 44 с.
53. Вершинский С.В. Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.-д. трансп./ С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов: под ред. С.В. Вершинского М.: Транспорт. – 1991. – 360 с.
54. Годыцкий-Цвирко А. М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог. / А. М. Годыцкий-Цвирко. – М.: Гострансиздат. – 1931. – 214 с.
55. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес. – М.: ПКТЬ ЦП МПС. – 1997. – 207 с.
56. Вериго М. Ф. Совершенствование норм содержания пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, В. Б. Каменский. // Железнодорожный транспорт. – 1994. – № 11. – С. 30 – 37.
57. Битюцкий А.С. Исследование коэффициентов динамических перегрузок узлов и деталей тележек грузовых вагонов. / А. С. Битюцкий, И. В. Тарлинский, А. Б. Сурвилло. // Труды УО ЦНИИ МПС. – вып. 10. – Свердловськ. – 1965.
58. Кузьмич Л. Д. Важный этап развития норм и методов расчета механической части вагонов. / Л. Д. Кузьмич, С. В. Вершинский – В сб.: Труды Всесоюзного научно-исследовательского института вагоностроения. Вып. 19. – М., ВНИИВ, 1972, С. 65 – 84.
59. Медель В.Б. Расчет долговечности рам тележек с применением методов теории вероятностей и математической статистики. Труды МИИТа, «Транспорт», 1967.
60. Вишневецкий А. Р. Исследование напряженного состояния опорной

- колонки надрессорных балок тележки ЦНИИ-ХЗ-0 грузовых вагонов. / А. Р. Вишневский, А.В. Лахтин. // В кн.: Прочность конструкций подвижного состава и пути. – М.: Транспорт. – вып. 16. – С. 21 – 27.
61. Вишневский А.Р. Оценка усталостной прочности надрессорной балки тележки ЦНИИ-ХЗ-О по диаграмме предельных напряжений. Транспортное машиностроение. №1, 1967.
62. Радулов Н.И., Вишневский А.Р. Использование статистических методов для оценки долговечности и прочности литых деталей грузовых вагонов. Труды УЭ МИИТа, вып. 23. Изд-во «Уральский рабочий», 1969. С. 94 – 99.
63. С.А. Сенаторов. К испытанию конструкций на резонансном вибростенде при асимметричном цикле. Труды УЭ МИИТа, вып. 23. Изд-во «Уральский рабочий». –1969. С. 3 – 7.
64. Баранов И.В. Натурные испытания на усталостную прочность крупных конструкций на резонансных вибрационных стендах. Труды МИИТ, вып. 214. – 1965.
65. Вершинский С.В., Никольский Е.Н., Никольский Л.Н. и др. Расчет вагонов на прочность. Трансжелдориздат. 1960.
66. Приходько А.П. Метод расчета параметров усталости деталей усталости деталей сложной формы. М.: Транспорт, 1986. - С. 113 – 121.
67. Когаев В.П. Расчет деталей машин на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1976. 130 с.
68. Камаев О.Б., Приходько А.П., Двухглазов В.А. и др. Физическое моделирование усталостного разрушения деталей на образцах коробчатого сечения. Тр. ВНИИЖТ, 1976, вып 559, С. 93 – 97.
69. Шахов В.И. Сурвилло А.Б., Асатуров А.А. и др. Расчетно-экспериментальная оценка показателей надежности боковой рамы тележки типа ЦНИИ-ХЗ-О грузового вагона. – Вестник машиностроения, 1975, - №1, С. 33 – 37.

70. Рыньков Р.Н., Камаев О.Б., Приходько А.П. Экспериментальное исследование напряженного состояния и несущей способности деталей тележек вагонов в связи с проблемой прогнозирования надежности. – Тр. ВНИИНМАШ, М.: 1979, вып. 14, С. 73 – 89.
71. Северинова Т.П., Лукин Е.А. Влияние загрузки грузовых вагонов на динамическое напряженное состояние литых деталей тележек. М.: Транспорт, 1986. - С.113 –121.
72. Северинова Т.П. Забелина Н.Ф. Усталостные повреждения литых деталей тележек грузовых вагонов в эксплуатации. М.: Транспорт, 1986. С. 98 – 106.
73. Северинова Т.П. Оценка надежности литых деталей тележек грузовых вагонов по данным эксплуатации. – Вестник ВНИИЖТ, 1983, №8, С. 34 – 37.
74. Пат. 6,089,166 США, МПК⁷ В61F1/00; В61F5/16, Поперечные балки для железнодорожных тележек. Bolsters for railway trucks / Amsted Industries Inc., Thomas R. Callahan, Anthony J. Bauer, Edward R. Hanson, Charles Moehling, Ronald R. Evers – №09/357,061; заявл. 19.06.99; опубл. 18.06.00. НПК 213/43.
75. Пат. 6,173,655, США, МПК⁷ В61F3/00, Сборка боковая рама - поперечная балка в тележке железнодорожного вагона. Side frame-bolster interface for railcar truck assembly / Amsted Industries Inc., V. Terey Hawthorne – №09/136,911; заявл. 20.08.98; опубл. 16.01.01.
76. Пат. 6,196,134, США, МПК⁷ В61F5/04, Облегченная поперечная балка железнодорожной тележки. Light weight truck bolster / Buckeye Steel Castings Co., Todd W. Stecker – №09/238,248; заявл. 27.01.99; опубл. 06.03.01.
77. Пат. 6,186,075 США, МПК⁷ В61F3/00, Сборка боковая рама - поперечная балка в тележке железнодорожного вагона. Side frame-bolster interface for railcar truck assembly / Amsted Industries Inc., Charles P. Spenser – №09/137,021; заявл. 20.08.98; опубл. 13.02.01.

78. Пат. 65443367 В1, США, МПК⁷ В61F5/52, В61F5/00, Облегченная боковая рама железнодорожной тележки. Light weight truck sideframe / Buckeye Steel Castings Co., Todd W. Stecker, Polley Richard B., Boster II Roger D. заявл. 14.11.00; опубл. 08.04.03.
79. Пат. 5,718,177, США, МПК⁷ В61F5/00, Боковая рама тележки грузового вагона с ребрами в нижней части. Railway truck sideframe with internal ribs in bottom member / Amsted Industries Inc., Robert D. Wrokiewicz, Brian A. Toussaint. – № 783,479; заявл. 14.01.97; опубл. 17.02.98.
80. Пат. 5,794,538, США, МПК⁷ В61F5/26, Конструкция адаптера подшипника железнодорожной тележки. Railcar truck bearing adapter construction / Amsted Industries Inc., Terry L. Pitchford. – № 831,733; заявл. 01.04.97; опубл. 18.08.98.
81. Пат. 7,802,524 В1, США, МПК⁷ В61F3/00, Сборка скользуна постоянного контакта с улучшенной обработкой опорной поверхности для железнодорожных вагонов. Constant contact side bearing assembly with improved cap machining for a railcar / Wabtec Holding Corp., Peter P. Gregar. – № 12/539,115; заявл. 11.08.09; опубл. 28.09.10.
82. Пат. 7,527,003 В1, США, МПК⁷ В61F3/00, В61F1/00, F16C17/04, Боковая опора железнодорожного грузового вагона. Railroad freight car sidebearing / ASF Keystone Inc., Ralph H. Schorr, Bradford Johnstone. – № 12/154,103; заявл. 21.05.08; опубл. 05.05.09.
83. Пат. 2005/0022689 А1, США, МПК⁷ В61F3/00, Тележка железнодорожного грузового вагона и ее элементы. Rail road car truck and fittings therefor / National Steel Car Ltd., James W. Forbes, Jamal Nematian. – № 10/888,788; заявл. 08.07.04; опубл. 03.02.05.
84. Пат. 2004/0261651 А1, США, МПК⁷ В61D3/00, Универсальная боковая рама для железнодорожных тележек. Multi-purpose universal sideframe for railway trucks / ASF Keystone Inc., Thomas R. Berg, Nathan J. Reese,

- Jeffrey M. Ruback. – № 10/856,830; заявл. 01.01.04; опубл. 30.12.04.
85. Пат. 2005/0268813 A1, США, МПК⁷ B61F5/26, Адаптер подшипника железнодорожной тележки. Railway trucks pedestal bearing adapter / Amsted Industries Inc., Charles L. Van Auken. – № 10/856,830; заявл. 01.01.04; опубл. 30.12.04.
86. Пат. 2007/0209546 A1, США, МПК⁷ B61D3/18, Тележка железнодорожного вагона. Railroad car and truck therefor / National Steel Car Ltd., James W. Forbes. – № 11/747,950; заявл. 14.05.07; опубл. 13.09.07.
87. Пат. 2007/0051270 A1, США, МПК⁷ B61F15/00, Железнодорожный вагон и его узлы. Railroad car and members therefor / National Steel Car Ltd., James W. Forbes, Jamal Hematian. – № 10/564,0440; заявл. 29.07.06; опубл. 08.03.07.
88. Пат. 2007/0034108 A1, США, МПК⁷ B61D1/00, Неметаллическая вставка для надрессорной балки железнодорожного вагона. Non-metallic insert for rail car bolster wedge / Amsted Industries Inc., John W. Rudibaugh, Charles L. Van Auken. – № 11/201,814; заявл. 12.08.05; опубл. 15.02.07.
89. Пат. 2007/0137516 A1, США, МПК⁷ B61D1/00, Боковая рама с адаптерами для подсоединения износостойкой скобы. Sideframe with adapters to connect surface brackets / Amsted Industries Inc., James A. Gray. – № 11/303,894; заявл. 19.12.05; опубл. 21.06.07.
90. Пат. 2009/0126599 A1, США, МПК⁷ B61F3/02, B61F5/12, B61F5/26, Тележка железнодорожного вагона. Rail road car truck / Amsted Industries Inc., James W. Forbes. – № 12/122,365; заявл. 15.05.08; опубл. 21.05.09.
91. Пат. 2010/0139521 A1, США, МПК⁷ B61F5/50, B61F3/02, B61F5/00, Тележка железнодорожного вагона с наклонной боковой рамой. Rail road car truck with rocking sideframe / National Steel Car Ltd., James W. Forbes, – № 12/611,638; заявл. 03.11.09; опубл. 10.06.10.

92. Пат. 2010/0064930 A1, США, МПК⁷ B61F5/32, B61F5/50, B61F5/00, Тележка железнодорожного вагона с адаптером подшипника. Railway truck with bearing adapter / Amsted Industries Inc., Ralph H. Schorr, Peter Klauser, Jay P. Monaco, Gnana Jeevan Robinson, Manuel Tavares, – № 12/283,688; заявл. 16.09.09; опубл. 18.03.10.
93. Пат. 208/0271633 A1, США, МПК⁷ B61F5/50, Тележка железнодорожного вагона и ее элементы. Rail road car truck and fitting therefor / National Steel Car Ltd., James W. Forbes, – № 11/931,095; заявл. 31.10.07; опубл. 06.11.08.
94. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия. ГОСТ 9246-2004.
95. Ушкалов В. Ф. Модернизация ходовых частей грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, М. М. Жечев, И. А. Серебряный, И. Ю. Малышева // Залізничний транспорт України. 2003. – № 5. – С. 33 – 36.
96. Ушкалов В. Ф. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. Ю. Малышева, И. А. Мащенко, С. С. Пасичник // Вагонный парк. – 2007. – № 2. – С. 18 – 22.
97. Чернов В.А. Повышение ресурса пар трения перспективных грузовых тележек/ В. А. Чернов, В. П. Ефимов, А. А. Пранов, М. Н. Еленевский, К. А. Белоусов.// Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты: Тез. докл. 5-й Международной научно-технической конференции 04.06 – 06.06.2007. – Санкт-Петербург, 2007. – С. 183 – 185.
98. Харыбин И. А. Совершенствовать ходовую часть грузовых вагонов / И. А. Харыбин, А. М. Орлова, А. В. Додонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2009. – № 1(17). – С. 26 – 29.
99. Бороненко Ю. П. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы / Ю. П. Бороненко, Е. А. Рудакова, А. М. Орлова //

- Наука и транспорт – Санкт-Петербург. – 2009. – С. 14 – 17.
100. Ефимов В. П. Обобщение накопленного опыта проектирования и испытаний грузовых тележек трехэлементной конструкции и пути повышения их эксплуатационной надежности // Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты: Тез. докл. 5-й Международной научно-технической конференции 04.06 – 06.06.2007. – Санкт-Петербург. – 2007. – С. 70 – 73.
101. Бубнов В. М. Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной тележки грузовых вагонов / В. М. Бубнов, Н. Б. Манкевич, С. В. Мямлин // Вагонный парк. – 2011. – № 2. – С. 36 – 39.
102. Боковым рамам тележек – сетевое внимание / по материалам управления вагонного хозяйства ЦДИ ОАО «РЖД» // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2013. - № 2(34). – С. 14 – 17.
103. Бубнов В. М. Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной тележки грузовых вагонов / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: тезисы докладов VII Междунар.научно-техн. конф., 6-10 июля 2011 р., Санкт-Петербург. – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 63 – 64.
104. Богатов А. А. О повышении служебных характеристик боковой рамы тележки грузового вагона / А. А. Богатов, Р. А. Ильиных. // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 6. – С. 42 – 44.
105. Конькова Т. Е. О путях повышения эксплуатационной надежности стальных литых деталей тележек грузовых вагонов / Т. Е. Конькова, В. Б. Беловодский, А. В. Великанов // Вестник ВНИИЖТ. – 2009. – № 1. – С. 22 – 26.
106. Демин Ю. В. Улучшение технических характеристик тележек грузовых вагонов / Ю. В. Демин, Г. Д. Кочмала // Залізничний транспорт України. – 1999. – № 3. – С. 26 – 29.
107. Афанасьев Е. В. Совершенствовать ходовую часть вагонов /

- Е. В. Афанасьев, А. В. Додонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 1. – С. 32 – 36.
108. Орлова А. М. Тележка модели 18-9810: современные технологии, безопасность движения, снижение износа / А. М. Орлова, Е. А. Щербаков // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 2. – С. 24 – 26.
109. Тимофеев В. К. Тележка модели 18-578 повышает межремонтный пробег вагонов / В. К. Тимофеев // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2006. – № 2(6). – С. 26 – 28.
110. Инновационный подвижной состав производства «Уралвагонзавода» для железных дорог «пространства 1520 мм» / Транспорт Российской Федерации. – 2010. – № 5 (28). – С. 20 – 21.
111. Бороненко Ю. П. Каким быть тележкам для вагонов нового поколения / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2005. – № 1. – С. 40 – 41.
112. Блохин Е. П. Устойчивость движения четырехосных полувагонов с колесами разного типа профиля и разной степени износа / Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, Р. Б. Грановский, И. В. Клименко, С. А. Кострица, Н. Я. Гаркави, Е. Ф. Федоров // Залізничний транспорт України. 2008. – № 2. – С. 18 – 21.
113. Тен А. А. Особенности тележки Моушн Контрол для грузовых вагонов / А. А. Тен, М. Д. Лондон, И. Н. Комиссарова, А. Д. Додонов, А. В. Жеменев, В. Н. Белоусов // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты». Санкт-Петербург – Санкт-Петербург.: ПГУПС, 2011. – С. 184.
114. Тен А. А. Особенности проектирования тележек грузовых вагонов / А. А. Тен, С. В. Мямлин // Тезисы докладов 70 Междунар. науч. - техн. конф. «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Днепропетровск: ДНУЖТ. – 2010. – С. 82 – 83.

115. Мямлин С.В. Теоретические исследования динамики полувагонов / С. В. Мямлин, Л. А. Недужая, А. А. Тен // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – 2010. – № 24. – С. 143 – 151.
116. Тен А. А. Инновационные разработки концерна «Тракторные заводы» в области вагоностроения / А. А. Тен // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 2. – С. 16 – 18.
117. Муханов В. Ф. Инновационные разработки в области грузового вагоностроения / В. Ф. Муханов, А. А. Тен, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – 2010. – № 22. – С. 76 – 82.
118. Щербаков Е. А. Разработка современного подвижного состава для производства в ЗАО «ТВСЗ» / Е. А. Щербаков, К. П. Демин // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты». Санкт-Петербург – Санкт-Петербург.: ПГУПС, 2011. – С. 35.
119. Радзиховский А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / А.А. Радзиховский // Вагонный парк. – 2008. – № 8. С. 10 –16.
120. Ромен Ю. С. Результаты комплексных испытаний новых типов тележек грузовых вагонов / Ю. С. Ромен, А. В. Заверталюк, М. С. Тихов. // Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты: Тез. докл. 5-й Международной научно-технической конференции 04.06 – 06.06.2007. – Санкт-Петербург, 2007. – С. 130 – 132.
121. Блохин Е. П. Повышенный износ колес и рельсов – важнейшая проблема транспорта / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, Н. И. Сергиенко // Залізничний транспорт України. – 2011. – № 1. – С. 10 – 14.
122. Ефимов В. П. Тележка для грузовых вагонов нового поколения с повышенными осевыми нагрузками / В. П. Ефимов, А. А. Пранов, А. Н. Баранов, К. А. Белоусов // Железнодорожный транспорт. – 2009. –

- № 9. – С. 58 – 61.
123. Ромен Ю. С. Состояние ходовых частей подвижного состава и износы в системе колесо-рельс / Ю. С. Ромен, А. М. Орлова, В. С. Лесничий // Вестник ВНИИЖТа. – 2010. – № 2. – С. 42–45.
124. Пат. RU 2200681 С2 Российская Федерация, МПК В61F5/32. Тележка железнодорожного вагона / Гейлер М. П., Малых Н. А., Шенаурин А. А., Андронов В. А., Ефимов В. П., Григурко В. В., Пранов А. А., Левин А. Б., Шихалев В. А., Самсонов А. В.; заявитель и патентообладатель ГУП «ПО Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского. – № 2001101657/28; заявл. 17.01.2001; опубл. 20.03.2003. Бюл. № 8.
125. Пат. RU 2323843 С1 Российская Федерация, МПК В61F5/52. Боковая рама железнодорожной тележки / Белоусов К. А., Еленевский И. Н., Малых Н. А., Даниленко Д. В., Андронов В. А., Ефимов В. П., Пранов А. А., Щелоков В. Ф., Самсонов А. В., Власко А. С., Хомутова Г. Е., Поликарпов А. А., Григурко В. В.; заявитель и патентообладатель ФГУП «ПО Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского – № 2006124689/11; заявл. 10.07.2006; опубл. 10.05.2008. Бюл. № 13.
126. Вучетич И. И. Экспериментальное определение сил взаимодействия рамы тележки и буксы транспортного средства при его движении по рельсовому пути / И. И. Вучетич, Б. А. Деркач, П. В. Поршневу, К. Н. Ляпшин // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 21 – 22.
127. Артамонов Е. И. Определение коэффициента вертикальной динамики обрессоренных частей по наддрессорной балке с боковыми скользунками постоянного контакта тележках грузовых вагонов / Е. И. Артамонов // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 22 –

- 23.
128. Блохин Е. П. О недопустимом месте контакта колеса с рельсом / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 27 – 29.
129. Гиршфельд А. М. Новые разработки индустриальной группы УПЭК для подвижного состава российских железных дорог (Подшипниковые узлы, стенды для ресурсных испытаний, климат-техника) / А. М. Гиршфельд, Э. А. Симсон // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 39 – 41.
130. Рудакова Е. А. Результаты ходовых и по воздействию на путь испытаний тележек модели 18-9855 грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс / Е. А. Рудакова, Д. А. Василенко, А. А. Орлова // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 61 – 63.
131. Забадыкин И. В. Замена конструкции боковой рамы как путь повышения безопасности движения вагонов на тележках 18-100 / И. В. Забадыкин, А.А. Орлова // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 67 – 68.
132. Турутин И. В. Конструкция тележек моделей 18-9889 и 18-9890 для инновационных четырех- и шестиосных грузовых вагонов / И. В. Турутин, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург:

- ПГУПС, 2011. – С. 70 – 72.
133. Лесничий В. С. О возможности увеличения межремонтных пробегов грузовых вагонов с использованием технических решений тележек типа Barber S-2-R / В. С. Лесничий, И. В. Сухих // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 74 – 75.
134. Рудакова Е. А. Исследование необходимости упругой связи колесной пары и боковой рамы тележки для улучшения ходовых качеств грузовых вагонов / Е. А. Рудакова, А. М. Орлова, А. В. Саидова // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-петербург: ПГУПС, 2011. – С. 76 – 77.
135. Тен А. А. Совершенствование конструкции тележек грузовых вагонов / А. А. Тен, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая, И. В. Юрцевич // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-петербург: ПГУПС, 2011. – С. 88 – 89.
136. Орлова А. М. Особенности конструкции и испытаний надрессорных балок и боковых рам грузовых тележек моделей 18-9810 и 18-9855 Тихвинского вагоностроительного завода / А. М. Орлова, И. В. Сухих, Е. В. Щербаков // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-петербург: ПГУПС, 2011. – С. 97 – 98.
137. Оганьян Э.С. Обоснование показателя сопротивления усталости несущих литых деталей тележек грузовых вагонов / Э. С. Оганьян, Н. Ф. Красюков, А.Л. Протопопов // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 111 – 112.

138. Райков Г.В. Комплектации грузового вагона ходовыми частями, как фактор достижения его проектных межремонтных пробегов / Г. В. Райков, И. А. Иванов, М. А. Кузнецов // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-петербург: ПГУПС, 2011. – С. 185 – 187.
139. Пат. RU 77592 С1 Российская Федерация, МПК В61F5/12, В61F5/26, В61F5/38, В61F3/02. Двухосная тележка грузового вагона / Джузеппе С., Андреас М. Х., Давид М. И.; заявитель и патентообладатель Стандарт Кар Трак Ко. – № 2008120257/22; заявл. 23.05.2008; опубл. 27.10.2008. Бюл. № 30.
140. Пат. RU 2 411 148 С2 Российская Федерация, МПК В61F 5/14. Неметаллическая вставка для клина надрессорной балки надрессорной балки железнодорожного вагона / Рудиборг Д. У., Ван Оакен Ч. Л.; заявитель и патентообладатель АСФ-Кейстоун, Инк. – № 2006129169/22; заявл. 27.02.2008; опубл. 10.02.2011. Бюл. № 4.
141. Пат. RU 2 304 539 С2 Российская Федерация, МПК В61F 5/30. Тележка железнодорожного вагона / Ван Оакен Ч. Л.; заявитель и патентообладатель АСФ-Кейстоун, Инк. – № 2005130531/11; заявл. 03.10.2005; опубл. 20.08.2007. Бюл. № 23.
142. Пат. RU 2311310 С1 Российская Федерация, МПК В61F5/30. Тележка железнодорожного вагона / Ван Оакен Ч. Л.; заявитель и патентообладатель АСФ-Кейстоун, Инк. – № 2006117686/11; заявл. 23.05.2006; опубл. 27.11.2007. Бюл. № 33.
143. Пат. RU 2 370 388 С2 Российская Федерация, МПК В61F 5/14. Опорный скользящий тележки железнодорожного вагона (Варианты) / Монако Д. П., Джонстон Б.; заявитель и патентообладатель АСФ-Кейстоун, Инк. – № 2007127638/11; заявл. 19.07.2007; опубл. 20.10.2009. Бюл. № 29.
144. Пат. UA 85639 С2 Украина, МПК В61F 5/02. Візок вагона з

- використаними у ньому надресорною балкою и ресорними стаканами (Варіанти) / Берг Т. Р., Різ Н.; заявитель и патентообладатель АСФ Кістоун Інк – № а200706145; заявл. 17.07.2007; опубл. – 10.02.2009, Бюл. № 3.
145. Пат. UA 94026 С2 Україна, МПК В61F 5/00, В61F 5/52. Боковина з пристосуваннями для закріплення поверхневих накладок / Грей Д. А.; заявитель и патентообладатель АСФ Кістоун Інк – № а200613419; заявл. 18.12.2006; опубл. – 11.04.2011, Бюл. № 7.
146. Пат. RU 2 292 282 С1 Российская Федерация, МПК В61F 5/30, В61F 5/02. Тележка грузового вагона / Лашко А. Д., Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А., Дейнеко С. Ю., Назаренко К. В., Воронович В. П., Клитин Н. А.; заявитель и патентообладатель ООО «София-Инвест» – № 2005115111/11; заявл. 19.05.2005; опубл. 27.01.2007. Бюл. № 3.
147. Пат. RU 2 294 295 С1 Российская Федерация, МПК В61F 3/02, В61F 5/12, В61F 5/30, В61F 5/16. Тележка грузового вагона / Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А., Дейнеко С. Ю., Назаренко К. В., Воронович В. П., Шиббер И. М., Масловский Н. Н., Заславский Л. С.; заявитель и патентообладатель ООО «София-Инвест» – № 2005120201/11; заявл. 29.06.2005; опубл. 27.02.2007. Бюл. № 6.
148. Пат. RU 2 297 350 С1 Российская Федерация, МПК В61F 3/08, В61F 5/40, В61F 5/50. Тележка грузового вагона с трехэлементной рамой и диагональными связями / Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А., Дейнеко С. Ю., Назаренко К. В., Лашко А. Д., Шиббер И. М., Заславский Л. С., Клитин Н. А., Воронович В. П.; заявитель и патентообладатель ООО «София-Инвест» – № 2005131685/11; заявл. 13.10.2005; опубл. 20.04.2007. Бюл. № 11.
149. Пат. UA 83478 С2 Україна, МПК В61F 3/00, В61F 5/30, В61F 5/32,

- В61F 5/38. Двоівсний візок залізничного вагона / Радзіховський А. О., Омеляненко І. О., Тімошина Л. А., Дейнеко С. Ю., Назаренко К. В., Воронович В. П., Шибєр І. М., Масловський М. М., Заславський Л. С.; заявитель и патентообладатель ТОВ «Софія-Інвест» – № а200505911; заявл. 15.06.2005; опубл. – 25.07.2008, Бюл. № 14.
150. Пат. UA 81466 С2 Україна, МПК В61F 5/40, В61F 3/00. Триелементний візок вантажного вагона / Радзіховський А. О., Омеляненко І. О., Тімошина Л. А., Дейнеко С. Ю., Назаренко К. В., Лашко А. Д., Шибєр І. М., Заславський Л. С.; заявитель и патентообладатель Радзіховський Адольф Олександрович – № а2005085977; заявл. 22.09.2005; опубл. – 10.01.2008, Бюл. № 1.
151. Бороненко Ю.П. Разработка тележек грузовых вагонов с осевой нагрузкой 30 т / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты. Сборник научных статей – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2007. – С. 5 – 12.
152. Коссов В.С. Тележка для грузового вагона нового поколения с осевой нагрузкой 245 кН / В. С. Коссов, В. А. Чаркин, Л. К. Добрынин // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 8. – С. 45 – 48.
153. Пат. RU 2 256 573 С1 Российская Федерация, МПК В61F 5/12, В61F 5/14. Тележка подвижного состава железных дорог / Косов В. С., Чаркин В. А., Добрынин Л. К., Мещерин Ю. В., Оганьян Э. С., Огуенко В. Н., Березин В. В., Сорочкин Э. М., Панин Ю. А., Ткаченко В. Н.; заявитель и патентообладатель ФГУП ВНИКТИ МПС России – № 2004117324/11; заявл. 09.06.2004; опубл. 20.07.2005. Бюл. № 20.
154. Пат. RU 2 305 644 С1 Российская Федерация, МПК В61F 5/30. Соединение буксы с боковой рамой тележки грузового вагона / Кокорев А. И., Березин В. В., Матях Д. И.; заявитель и патентообладатель ФГУП ВНИКТИ МПС России – № 2006102735/11; заявл. 01.02.2006; опубл. 10.09.2007. Бюл. № 25.

155. Пат. RU 2 342 271 С1 Российская Федерация, МПК В61F 5/30. Соединение буксы с боковой рамой тележки грузового вагона / Косов В. С., Чаркин В. А., Березин В. В., Панин Ю. А., Трифонов А. В., Антипов М. В.; заявитель и патентообладатель ФГУП ВНИКТИ МПС России – № 2007124173/11; заявл. 28.06.2007; опубл. 27.12.2008. Бюл. № 36.
156. Бубнов В. М. Пути совершенствования прочностных характеристик ходовых частей грузовых вагонов рамы двухосной тележки грузовых вагонов / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич, // Вагонный парк. – 2012. – № 2. – С. 4 – 6.
157. Бубнов В. М. Основные тенденции совершенствования ходовых частей грузовых вагонов / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доповідей 72-ї Міжнар. науково-практ. конф., 19-20 квітня 2012 р., Дніпропетровськ. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2012. – С. 74 – 75.
158. Францев А. Н. Насколько ремонтпригодны тележки повышенной грузоподъемности? / А. Н. Францев, И. А. Францев // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2012. – № 3. – С. 21 – 22.
159. Райков Г. В. Комплектации грузового вагона ходовыми частями, как фактор достижения его проектных межремонтных проектов / Г. В. Райков, И. А. Иванов, М. А. Кузнецов // Тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты» – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. – С. 185 – 187.
160. Бубнов В. М. Экономическая целесообразность совершенствования конструкций тележек грузовых вагонов / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич // Електрифікація транспорту Транселектро-2011(технічні та економічні науки): матеріали V Міжнар. науково-практ. конф., 19-21 грудня 2011 р., Дніпропетровськ. –

- Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2011. – С. 65.
161. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич – М.: Мир, 1975. – 541 с.
162. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в теории сооружений и механических сплошных сред / О. К. Зенкевич, И. Чанг. – М.: Недра, 1974. – 233 с.
163. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич – М.: Мир, 1984. – 541 с.
164. Розин Л. А. Метод конечных элементов и строительная механика / Л. А. Розин – Л., 1976. – 208 с.
165. Розин Л. А. Основы метода конечных элементов в теории упругости / Л. А. Розин – Л.: Уч. пособ., 1972. – 79 с.
166. Розин Л. А. Метод конечных элементов в теории пластин и оболочек / Л. А. Розин, Л. А. Горден // Известия ВНИИТ, т. 95, 1971. – С. 65 – 97.
167. Розин Л. А. О связи метода конечного элемента с методом Бубнова-Галеркина и Ритца / Л. А. Розин // Строительная механика сооружений (сб. Посвящен 100-летию со дня рождения Галеркина В. Г). - Из-во ЛПИ, 1971. – С. 6 – 28.
168. Розин Л. А. Стержневые системы, как системы конечных элементов / Л. А. Розин // Труды ЛГУ. – Л., 1976. – 232 с.
169. Розин Л. А. Метод конечных элементов в применении к стержневым системам / Л. А. Розин. – М.: Стройиздат, 1977. – 127 с.
170. Шапошников И. Н. Об использовании дискретной модели при расчете пластинок с применением цифровых автоматических машин. / И. Н. Шапошников // Труды МИИТ, вып. 360. – М., 1968. – С. 134 – 144.
171. Шапошников Н.Н. Расчет машиностроительных конструкций на прочность и жесткость / Н. Н. Шапошников, Н. Д. Тарабасов, В. В. Петров, В. И. Мяченков. – М.: Машиностроение, 1981. – 333 с.
172. Галлагер Р. Метод конечных элементов / Р. Галлагер – М.: Мир, 1984.

- 428 с.
173. Пастухов И.Ф., Пигунов В.В. Расчет вагонных конструкций методом конечных элементов. Учебное пособие. – Гомель, 1991. – 126 с.
 174. Кудрявцев И.А. Применение метода конечных элементов для расчета конструкций на транспорте / И. Ф. Пастухов, В. В. Пигунов // Учебное пособие. – Гомель, 1985. – 67 с.
 175. Рессорное подвешивание. Расчет параметров пружин и коэффициента относительного трения. 1711.30.000 РР2. ООО «ГСКБВ им. В.М. Бубнова». – Мариуполь. 2011.
 176. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), с изм. и доп., М., ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996 г.
 177. НБ ЖТ ТМ 02 – 98 «Металлопродукция для подвижного ж.д.состава. Нормы безопасности»
 178. ОСТ 32.183 – 2001. Тележки двухосные грузовых вагонов колеи 1520 мм. Детали литые. Рама боковая и балка надрессорная. Технические условия.
 179. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика статических испытаний на прочность. ГосНИИВ – ВНИИЖТ, М., 1992.
 180. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика статических испытаний на прочность. ОАО «НИИ вагоностроения» – ОАО «ВНИИЖТ», М., 2010.
 181. АЖВ.782.001.ТО. Тензорезисторы КФ-4 и КФ-5. Техническое описание и инструкция по наклейке.
 182. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика испытаний на усталость. ОАО «НИИ вагоностроения» – ОАО «ВНИИЖТ», М., 1992г.
 183. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек

- грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика испытаний на усталость. ОАО «НИИ вагоностроения» – ОАО «ВНИИЖТ», М., 2010г.
184. Bubnov V. Theoretical and experimental investigations of strength properties of cast parts for freight cars bogie with axle load of 245 kN / V. Bubnov, S. Myamlin, N. Mankevych // Proc. 8th intern. scient. conf. Transbaltica 2013. Vilnius, 2013. – P. 9 –12.
185. Бубнов В. М. Результаты испытаний рамы боковой и балки надрессорной тележки грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс модели 18-1711/ В. М. Бубнов, С. В. Мямлин. Н. Б. Манкевич // Проблеми механіки залізничного транспорту: тези доп. XIII Міжнар. конф., 23-25 травня 2012 р., Дніпропетровськ. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2012. – С. 95.
186. НБ ЖТ ЦВ 01 – 98. Вагоны грузовые железнодорожные. Нормы безопасности.
187. Бубнов В. М. Математическое моделирование пространственных колебаний грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с осевой нагрузкой 25 тс/ В. М. Бубнов, С. В. Мямлин. Н. Б. Манкевич // Інноваційні технології на залізничному транспорті: зб. наук. пр. IV наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених, 19-21 вересня 2013 г., Донецьк – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013. – С. 53 – 57.
188. Лазарян В. А. Динамика вагонов / В. А. Лазарян – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
189. Блохин Е. П. К вопросу о взаимодействии экипажей при соударениях / Е. П. Блохин, Г. И. Богомаз, Ю. Г. Черномашинцева // Межвуз сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1987. – Вып. 252/34. – С. 71 – 82.
190. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
191. Блохин Е. П. К вопросу о понижении порядка систем

- дифференциальных уравнений движения поезда при оценке статических характеристик сил, действующих на вагон в случаях движения через переломы продольного профиля пути / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Л. Г. Маслеева // Межвуз сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1977. – Вып. 195/24. – С. 48 – 54.
192. Блохин Е. П. О возможности понижении порядка системы дифференциальных уравнений движения поезда при возмущениях, распространяющихся вдоль его длины / Е. П. Блохин, Л. Г. Маслеева // Межвуз сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1978. – Вып. 199/25 – С. 47 – 54.
193. Бороненко Ю. П. Исследование субгармонических колебаний жидкого груза в цистерне / Ю. П. Бороненко // Тр. ЛИИЖТ. – 1977. – Вып. 417. – С. 21 – 27.
194. Бороненко Ю. П. Программирование нагруженности и прочности вагонов с гибкими конструктивными элементами изменяемой формы: автореф. дис. на соискание ученой степени докт. техн. наук / Юрий Павлович Бороненко – Ленинград, 1986. – 42 с.
195. Лазарян В. А. Продольные колебания нелинейных одномерных систем при возмущениях, распространяющихся вдоль их длины / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, Л. В. Белик // Прикладная механика. – 1973. – № 6. – С. 89 – 94.
196. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – Киев: Наук. думка, 1972. – 198 с.
197. Лазарян В. А. Обобщенные функции в задачах механики / В. А. Лазарян, С. И. Конашенко. – Киев: Наук. думка, 1974. – 191 с.
198. Манашкин Л. А. Динамика вагонов, сцепов и поездов при продольных ударах: автореф. дис. на соискание ученой степени докт. техн. наук / Лев Абрамович Манашкин. – Л., 1980. – 42 с.
199. Черкашин Ю. М. Оценка продольных усилий в наливном поезде

- массой 10000 тонн / Ю. М. Черкашин, Г. И. Богомаз, Г. И. Костин, Ю. П. Кривовязюк // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – № 4. – С. 32 – 36.
200. Рыжов А.В. Исследование нагруженности восьмиосных цистерн при соударениях / А. В. Рыжов, Ю. М. Черкашин, Н. Я. Гаркави // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – № 6. – С. 37 – 40.
201. Черкашин Ю. М. Динамика наливного поезда / Ю. М. Черкашин – М.: Транспорт, 1975. – 136 с.
202. Манашкин А. Л. Исследование с помощью ЦВМ нагрузок, действующих на вагоны и амортизированные грузы при соударениях сцепов и пуске в ход грузовых поездов / Л. А. Манашкин, Б. С. Ратнер, А. В. Юрченко и др. // Межвуз. сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1978. – Вып. 199/25. – С. 87 – 93.
203. Лазарян В. А. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути / В. А. Лазарян, Е. П. Блохин // Совершенствование норм проектирования. – М.: МИИТ, 1974. – Вып. 444. – С. 83 – 123.
204. Манашкин Л. А. Математическая модель поезда для исследования нагруженности вагона / Л. А. Манашкин, Н. И. Грановская // Межвуз. сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ. 1984. – Вып. 232/31. – С. 24 – 28.
205. Манашкин Л. А. Математическая модель для исследования нагруженности пятникового узла грузового вагона при колебаниях в вертикально-продольной плоскости / Л. А. Манашкин, Н. И. Грановская, А. Д. Жаковский Е. А. Калениченко // Динамическая нагруженность железнодорожного подвижного состава. – Днепропетровск: ДИИТ, 1988. – С. 59 – 69.
206. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование рельсовых транспортных средств / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, В. С. Иккол, Е. Ю. Трубицкая и др. – Киев: Наук. думка, 1989. – 240 с.
207. Соколов М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов,

- В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин – М.: Транспорт, 1981. – 206 с.
208. Богомаз Г. И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн / Г. И. Богомаз – К.: Наукова думка, 2004. – 224 с.
209. Богомаз Г. И. Оценка динамической нагруженности элементов конструкций четырехосных цистерн при различной плотности жидких грузов / Г. И. Богомаз, М. Б. Кельрих, Ю. П. Кривовязюк // Межвуз. сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1984. – Вып. 232/31. – С. 72 – 77.
210. Богомаз Г. И. Особенности колебаний вагона-цистерны при движении по кривым в предварительных ситуациях, вызванных действием продольных сжимающих сил / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, Е. В. Пискунова // Техническая механика. – 1999. – Вып. 2. – С. 84 – 90.
211. Богомаз Г. И. Математическое моделирование движения цистерны в кривых с учетом действия продольных сжимающих сил / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, Е. В. Пискунова, Ю. Г. Черномашенцева // Математичне моделювання інженерних і фінансово-економічних задач: Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Січ, 1998. – С. 123 – 132.
212. Богомаз Г. И. Конечно-элементный подход к исследованию динамики конструкций, содержащих емкости с жидкостью / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа // Зб. Наук. праць. – Дніпропетровськ: РВВ ДНУ, 2002. – С. 14 – 21.
213. Богомаз Г. И. Оценка нагруженности железнодорожной цистерны с жидкостью при соударениях / Г. И. Богомаз, Н. Я. Гаркави, М. Б. Кельрих и др. // Динамика механических систем. – Киев: Наук. думка, 1983. – С. 121 – 128.
214. Богомаз Г. И. Оценка нагруженности цистерны, частично заполненной жидкостью при ударных нагружениях / Г. И. Богомаз, Ю. П. Кривовязюк, А. А. Манашкин и др. // Динамика упругих и твердых тел, взаимодействующих с жидкостью. – Томск: Томский

- университет, 1981. – С. 28 – 33.
215. Соколов М. М. Исследование колебаний жидких грузов в вагонах методом конечных элементов / М. М. Соколов, О. Н. Петров, Ю. П. Бороненко // Проблемы механики железнодорожного транспорта: тез. докл. Всесоюз. Науч. конф. – Днепропетровск, 1984. – С. 45 – 46.
216. Богомаз Г. И. Экспериментальное и теоретическое исследования динамики четырехосной цистерны при ударных нагружениях / Г. И. Богомаз, М. Б. Кельрих, Ю. П. Кривовязюк и др. // Межвуз сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1985. – Вып. 240/32. – С. 36 – 43.
217. Лавренко Д. Т. Улучшение технических характеристик вагонов-цистерн путем совершенствования их конструкции: Дис. к-та техн. наук: 05.22.07. – Днепропетровск, 2009. – 276 с.
218. РД 24.050.37-95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества, М., ГосНИИВ 1995.
219. Отчет по предварительным испытаниям вагона-цистерны для нефтепродуктов модели 15-1900. ООО «НПП ИЦ «АЗОВМАШТЕСТ», Мариуполь, 2011.
220. Отчет по предварительным испытаниям полувагона модели 15-1905. ООО «НПП ИЦ «АЗОВМАШТЕСТ», Мариуполь, 2011.
221. Bubnov V. M. Dynamic performance of freight cars on bogies model 18-1711 / V. M. Bubnov, S. V. Myamlin, N. B. Mankevych // Вісн. ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2013. – № 4 (46). – С. 118 – 126.
222. Bubnov V. Dynamics of freight cars on bogies model 18-1711/ V. Bubnov, S. Myamlin, N. Mankevych // Ext. abstracts. 9th intern. conf. Railway bogies and running gears 9-12 September, 2013, Budapest, 2013. – P. 37 – 39.
223. Бубнов В. М. Динамика грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин. Н. Б. Манкевич // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доп. 73-ї Міжнар.

- науково-практ. конф., 23-24 травня 2013 р., Дніпропетровськ. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2013. – С. 74 – 75.
224. РД 32.68–96 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. ГосНИИВ–ВНИИЖТ, М., 1996.
225. Бубнов В. М. Улучшение прочностных характеристик грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2013. – № 4 (193). – С. 32 – 34.
226. Бубнов В. М. Воздействие на путь грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клина рессорного подвешивания / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич, // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 3 (46). – С. 36 – 38.
227. Бубнов В. М. Сравнительные испытания по воздействию на путь грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клина рессорного подвешивания / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин, Н. Б. Манкевич // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: тезисы докладов VIII Междунар.научно-техн. конф., 3-7 июля 2013 г., Санкт-Петербург. – Санкт-Петербург: ПГУПС, 2013. – С. 33 – 34.
228. Пат. UA 76584 C2 Україна, МПК В61F 3/00, В61F 5/26, В61F 5/30. Візок двовісний для вантажних вагонів / Волков В. А., Чепурний А. Д., Бубнов В. М., Тусіков Є. К., Сокирко Б. М., Котенко П. М., Бороненко Ю. П., Ру, Орлова А. М., Ру, Рудакова Є. А., Ру, Васільєв С. Г., Ру, Державец Ю. А., Ру, Аношін Г. В. Ру. ; заявитель и патентообладатель ТОВ «ГСКБВ», ВАТ «МЗВМ», ВАТ «Азовзалальмаш» – № 2004080712; заявл. 21.08.2004; опубл. – 15.08.2006, Бюл. № 8.
229. Технічні вказівки з проведення натурних випробувань рухомого складу щодо впливу на колію та стрілочні переводи, затверджені

- наказом Укрзалізниці від 04.03.2010 № 028-ЦЗ.
230. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість, затверджені наказом Укрзалізниці від 13.12.2004 №960-ЦЗ.
231. Нормы допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям государственной администрации железнодорожного транспорта Украины шириной 1520 мм утвержденные приказом Укрзалізниці от 14.12.2010. № 778-Ц – Киев, 2011. – 72 с.
232. Приказ МПС России №41 от 12 ноября 2001 г. «Нормы допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524)мм федерального железнодорожного транспорта». М.: Транспорт, 2001.
233. Манкевич Н. Б. Динамика грузовых вагонов на тележках с разной конструкцией клиньев рессорного подвешивания // Вісн. ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2014. – № 1 (49). – С. 142 – 150.
234. Бубнов В. М. Техничко-економічні передумови для уніфікації бокової рами тележок грузових вагонів / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин. Н. Б. Манкевич // Проблеми економіки транспорту: Тези доп. XI Міжнар.наук. конф., 25-26 квітня 2013 р., Дніпропетровськ. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2013. – С. 22 – 23.
235. Національний банк України. Офіційне інтернет-представництво: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://bank.gov.ua>.
236. Кулаев Ю. Ф. Методы экономической оценки инвестиционных проектов на транспорте: [учеб.-метод. пособие] / Ю. Ф. Кулаев. – К.: Транспорт України, 2001. – 182 с.
237. Державна служба статистики України: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ukrstat.gov.ua/>.
238. Бубнов В. М. Тележка модели 18-1711 для грузовых вагонов с увеличенной осевой нагрузкой / В. М. Бубнов, С. В. Мямлин. Н. Б. Манкевич // Современный подвижной состав: приоритеты инновации

перспективы: тезисы докладов IV Междунар. партн. конф., Ялта, 2013.
– С. 35.

239. Карапейчик И. Н. Повышение надежности боковых рам тележек грузовых вагонов производства предприятий ПАО «Азовмаш» / И. Н. Карапейчик, В. М. Бубнов, Н. Б. Манкевич // Вагонный парк. – 2014. – № 2. – С. 4 – 7.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Расчетные и испытательные нагрузки для наддресорной балки и боковой рамы тележки и коэффициенты их соотношения

Таблица П. А.1

Расчетные и испытательные нагрузки для надressорной балки и коэффициенты их соотношения

| Расчетный режим, сочетания нагрузок | Нагрузки, кН, по расчетным режимам | Нагрузки, кН, по испытательным схемам | Коэффициент соотношения расчетных нагрузок к испытательным $K_{Pp/Pи}$ |
|-------------------------------------|--|--|---|
| I-1 | $P_{СТ} = 404$ $2P = 40$ $P_{ИН}^I = 540$ | $P_{п} = 980$ $P_{ок} = 245$ $P_{п} = 980$ | $P_{СТ} / P_{п} = 404/980 = 0,41$ $2P / P_{ок} = 40/245 = 0,16$ $P_{ИН}^I / P_{п} = 540/980 = 0,55$ |
| I-2 | $P_{СТ} = 404$ $2P = 40$ $0,5P_{ИН}^I = 270$ $P_{X}^{I-2} = 167$ $H = 291$ | $P_{п} = 980$ $P_{ок} = 245$ $P_{п} = 980$ $T = 370$ $H = 291$ | $P_{СТ} / P_{п} = 404/980 = 0,41$ $2P / P_{ок} = 40/245 = 0,16$ $0,5P_{ИН}^I / P_{п} = 270/980 = 0,28$ $P_{X}^{I-2} / T = 167/370 = 0,45$ $H / H = 91/291 = 1,0$ |
| I-3 | $P_{СТ} = 404$ $2P = 40$ $0,5P_{ИН}^I = 270$ $P_{X}^{I-3} = 480$ | $P_{п} = 980$ $P_{ок} = 245$ $P_{п} = 980$ $T = 370$ | $P_{СТ} / P_{п} = 404/980 = 0,41$ $2P / P_{ок} = 40/245 = 0,16$ $0,5P_{ИН}^I / P_{п} = 270/980 = 0,28$ $P_{X}^{I-3} / T = 480/370 = 1,3$ |
| III | $P_{СТ} = 404$ $2P = 40$ $P_{ДИН} = 80,7$ $P_{X}^{III} = 47,6$ $P_{ЦБ} = 33,3$ | $P_{п} = 980$ $P_{ок} = 245$ $P_{п} = 980$ $T = 370$ $H = 291$ | $P_{СТ} / P_{п} = 404/980 = 0,41$ $2P / P_{ок} = 40/245 = 0,16$ $P_{ДИН} / P_{п} = 180,7/980 = 0,18$ $P_{X}^{III} / T = 47,6/370 = 0,13$ $P_{ЦБ} / H = 33,3/291 = 0,11$ |

Таблица П. А.2 – Расчетные и испытательные нагрузки для боковой рамы и коэффициенты их соотношения

| Расчетный режим, сочетания нагрузок | Нагрузки, кН, (напряжения) по расчетным режимам | Нагрузки, кН, (напряжения) по испытательным схемам | Коэфф. соотношения расчетных нагрузок к испытательным, $K_{Pp/Pи}$ |
|-------------------------------------|---|--|--|
| I-1 | $P_{СТ} = 226$ $P_{ИН}^I = 274$ $P_{РАМ}^{I-1} = 68,7$ | $P_{р.п} = 490$ $P_{р.п} = 490$ $T_{кол} = 122$ | $P_{СТ} / P_{р.п} = 226/490 = 0,46$ $P_{ИН}^I / P_{р.п} = 274/490 = 0,56$ $P^{I-1} / T_{кол} = 68,7/122 = 0,56$ |
| I-2 | $P_{СТ} = 226$ $0,5 P_{ИН}^I = 137$ $P_{X}^{I-2} = 24,3$ $H = 145,7$ $P_{РАМ}^{I-2} = 62,4$ | $P_{р.п} = 490$ $P_{р.п} = 490$ $T_{бук.п} = 61$ $H_{к} = 147$ $T_{кол} = 122$ | $P_{СТ}/P_{р.п} = 226/490 = 0,46$ $0,5 P_{ИН}^I / P_{р.п} = 137/490 = 0,28$ $P_{X}^{I-2} / T_{бук.п} = 24,3/61 = 0,4$ $H/H_{к} = 145,7/147 = 0,99$ $P_{РАМ}^{I-2} / T_{кол} = 62,4/122 = 0,51$ |
| I-3 | $P_{СТ} = 226$ $0,5 P_{ИН}^I = 137$ $P_{X} = 120$ $P_{РАМ} = 62,4$ | $P_{р.п} = 490$ $P_{р.п} = 490$ $T_{бук.п} = 61$ $T_{кол} = 122$ | $P_{СТ} / P_{р.п} = 226/490 = 0,46$ $0,5 P_{ИН}^I / P_{р.п} = 137/490 = 0,28$ $P_{X} / T_{бук.п} = 120/61 = 1,97$ $P_{РАМ} / T_{кол} = 62,4/122 = 0,51$ |
| III | $P_{СТ} = 226$ $P_{ДИН}^{III} = 113$ $P_{X} = 6,93$ $P_{ЦБ} = 16,8$ $P_{РАМ}^{III} = 59$ | $P_{р.п} = 490$ $P_{р.п} = 490$ $T_{бук.п} = 61$ $0,5H_{к} = 73,5$ $T_{кол} = 122$ | $P_{СТ} / P_{р.п} = 226/490 = 0,46$ $P_{ДИН}^{III} / P_{р.п} = 113/490 = 0,23$ $P_{X} / T_{бук.п} = 6,93/61 = 0,11$ $P_{ЦБ} / 0,5H_{к} = 16,8/73,5 = 0,23$ $P_{РАМ}^{III} / T_{кол} = 59/122 = 0,48$ |

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Суммарные напряжения в надрессорной балке и боковой раме, полученные при, статических прочностных испытаниях

Таблица П.Б.1 – Суммарные напряжения по расчетным режимам по результатам статических испытаний 3-х надпрессорных балок, МПа

| Сечение | Тен-зо-Дат-чик | Суммарные напряжения по расчетным режимам (сочетания нагрузок), МПа | | | |
|---------|----------------|---|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| | | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-I}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-2}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-3}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma III}$ |
| 0-0 | 1 | -25,48 | -36,95 | -72,58 | -21,10 |
| 0-0 | 2 | -31,27 | -41,40 | -76,30 | -24,70 |
| 0-0 | 3 | 147,59 | 118,84 | 147,66 | 95,16 |
| 0-0 | 4 | 143,86 | 114,28 | 144,16 | 92,58 |
| 0-0 | 5 | 144,15 | 111,08 | 129,93 | 91,51 |
| 0-0 | 6 | 135,55 | 104,23 | 124,23 | 86,14 |
| I-I | 7 | -157,29 | -185,77 | -244,25 | -113,13 |
| I-I | 8 | -156,73 | -183,01 | -241,58 | -112,44 |
| I-I | 9 | 110,15 | 88,79 | 103,62 | 70,51 |
| I-I | 10 | 97,74 | 78,59 | 95,50 | 62,76 |
| I-I | 11 | 88,89 | 69,45 | 77,85 | 56,31 |
| I-I | 12 | 87,47 | 68,15 | 77,97 | 55,47 |
| II-II | 13 | -125,85 | -143,39 | -175,84 | -88,79 |
| II-II | 14 | -126,22 | -144,71 | -175,05 | -89,12 |
| II-II | 15 | -33,91 | -94,25 | -193,46 | -40,15 |
| II-II | 16 | -34,59 | -93,22 | -194,35 | -40,63 |
| II-II | 17 | -18,26 | -75,65 | -170,62 | -26,50 |
| II-II | 18 | -18,88 | -77,76 | -172,82 | -27,23 |
| II-II | 19 | 134,98 | 108,70 | 123,20 | 86,22 |
| II-II | 20 | 129,98 | 103,03 | 121,15 | 82,95 |
| II-II | 21 | 116,44 | 92,17 | 101,50 | 73,97 |
| II-II | 22 | 112,42 | 88,09 | 100,85 | 71,46 |
| III-III | 23 | -122,59 | -142,81 | -168,22 | -87,05 |
| III-III | 24 | -120,61 | -143,78 | -166,92 | -86,18 |
| III-III | 25 | -67,71 | -100,50 | -168,79 | -54,95 |
| III-III | 26 | -83,22 | -114,47 | -182,87 | -65,07 |

Продолжение таблицы П. Б.1

| Сечение | Тен-зо-дат-чик | Суммарные напряжения по расчетным режимам (сочетания нагрузок), МПа | | | |
|-----------|----------------|---|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| | | $\sigma_{расч}^{\Sigma I+1}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I+2}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I+3}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma III}$ |
| III - III | 27 | 27,50 | 45,84 | 114,48 | 25,84 |
| III - III | 28 | 13,76 | 33,79 | 103,14 | 17,04 |
| III - III | 29 | 119,52 | 98,21 | 112,79 | 76,95 |
| III - III | 30 | 115,84 | 94,19 | 112,35 | 74,63 |
| III - III | 31 | 112,50 | 91,08 | 102,60 | 72,10 |
| III - III | 32 | 113,95 | 90,62 | 104,71 | 72,86 |
| IV - IV | 33 | -107,43 | -132,14 | -153,74 | -77,88 |
| IV - IV | 34 | -123,79 | -147,81 | -164,00 | -88,44 |
| IV - IV | 35 | -137,16 | -158,52 | -220,39 | -97,58 |
| IV - IV | 36 | -143,74 | -166,56 | -224,52 | -101,87 |
| IV - IV | 37 | 66,59 | 66,48 | 126,33 | 47,14 |
| IV - IV | 38 | 49,21 | 51,19 | 114,54 | 36,26 |
| IV - IV | 39 | 111,14 | 94,79 | 111,62 | 72,74 |
| IV - IV | 40 | 112,74 | 94,72 | 116,29 | 73,72 |
| IV - IV | 41 | 122,68 | 99,22 | 110,00 | 78,75 |
| IV - IV | 42 | 115,89 | 92,72 | 106,30 | 74,37 |
| V - V | 43 | -108,10 | -122,85 | -138,15 | -76,13 |
| V - V | 44 | -112,05 | -127,04 | -138,67 | -78,67 |
| V - V | 45 | -126,24 | -131,84 | -127,33 | -85,45 |
| V - V | 46 | -127,40 | -133,28 | -125,91 | -86,07 |
| V - V | 47 | 109,32 | 98,59 | 121,93 | 73,24 |
| V - V | 48 | 95,61 | 86,65 | 113,66 | 64,54 |
| V - V | 49 | 111,26 | 95,15 | 111,14 | 72,99 |
| V - V | 50 | 104,47 | 88,23 | 106,56 | 68,49 |
| V - V | 51 | -120,82 | -131,29 | -129,50 | -82,65 |
| V - V | 52 | -130,55 | -140,11 | -135,20 | -88,67 |

Продолжение таблицы П. Б.1

| Сечение | Тен-зо-дат-чик | Суммарные напряжения по расчетным режимам (сочетания нагрузок), МПа | | | |
|-----------|----------------|---|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| | | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-I}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-2}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-3}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma III}$ |
| V" - V" | 53 | -116,34 | -120,09 | -112,32 | -78,58 |
| V" - V" | 54 | -129,57 | -132,01 | -120,46 | -87,18 |
| VI - VI | 55 | -115,78 | -122,98 | -106,68 | -78,61 |
| VI - VI | 56 | -119,98 | -125,51 | -110,29 | -81,23 |
| VI - VI | 57 | 91,62 | 83,78 | 105,23 | 62,42 |
| VI - VI | 58 | 88,22 | 75,86 | 102,91 | 59,70 |
| VI - VI | 59 | 94,27 | 74,41 | 82,51 | 61,31 |
| VI - VI | 60 | 83,61 | 65,49 | 74,34 | 54,42 |
| VII - VII | 61 | -127,45 | -131,57 | -107,42 | -86,43 |
| VII - VII | 62 | -126,39 | -130,64 | -105,82 | -85,86 |
| VII - VII | 63 | -135,89 | -137,16 | -105,34 | -91,54 |
| 0I - 0I | 07 | -165,14 | -194,77 | -253,85 | -118,61 |
| 0I - 0I | 08 | -153,62 | -179,88 | -243,62 | -110,74 |
| 0I - 0I | 09 | 103,82 | 81,48 | 97,99 | 66,25 |
| 0I - 0I | 010 | 101,37 | 81,11 | 96,73 | 64,92 |
| 0I - 0I | 011 | 85,52 | 65,42 | 75,02 | 54,05 |
| 0I - 0I | 012 | 85,34 | 66,13 | 74,70 | 54,02 |
| 0II - 0II | 013 | -130,72 | -148,33 | -179,53 | -91,97 |
| 0II - 0II | 014 | -118,84 | -135,31 | -169,82 | -84,13 |
| 0II - 0II | 015 | -32,13 | -89,14 | -181,77 | -38,22 |
| 0II - 0II | 016 | -35,20 | -89,78 | -182,86 | -39,99 |
| 0II - 0II | 017 | -11,93 | -67,96 | -157,26 | -21,70 |
| 0II - 0II | 018 | -11,40 | -66,37 | -158,91 | -21,26 |
| 0II - 0II | 019 | 127,08 | 98,50 | 113,67 | 80,58 |
| 0II - 0II | 020 | 114,78 | 90,64 | 105,74 | 73,16 |
| 0II - 0II | 021 | 114,59 | 87,65 | 98,80 | 72,37 |

Продолжение таблицы П. Б.1

| Сечение | Тен-зо-дат-чик | Суммарные напряжения по расчетным режимам (сочетания нагрузок), МПа | | | |
|-------------|----------------|---|-------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| | | $\sigma_{расч} \Sigma_{I-I}$ | $\sigma_{расч} \Sigma_{I-II}$ | $\sigma_{расч} \Sigma_{I-III}$ | $\sigma_{расч} \Sigma_{III}$ |
| 0II - 0II | 022 | 99,55 | 77,51 | 87,36 | 63,12 |
| 0III - 0III | 023 | -127,66 | -150,23 | -172,16 | -90,65 |
| 0III - 0III | 024 | -119,14 | -139,01 | -163,99 | -84,76 |
| 0III - 0III | 025 | -71,38 | -108,15 | -175,85 | -58,12 |
| 0III - 0III | 026 | -76,62 | -108,28 | -179,15 | -60,91 |
| 0III - 0III | 027 | 20,07 | 38,22 | 108,50 | 21,03 |
| 0III - 0III | 028 | 22,74 | 42,33 | 109,35 | 22,70 |
| 0III - 0III | 029 | 121,21 | 95,76 | 111,34 | 77,41 |
| 0III - 0III | 030 | 115,85 | 93,71 | 108,92 | 74,41 |
| 0III - 0III | 031 | 114,97 | 89,86 | 102,62 | 73,17 |
| 0III - 0III | 032 | 108,02 | 85,00 | 95,80 | 68,80 |
| 0IV - 0IV | 033 | -110,85 | -135,56 | -153,90 | -80,02 |
| 0IV - 0IV | 034 | -110,16 | -133,25 | -152,94 | -79,45 |
| 0IV - 0IV | 035 | -115,95 | -143,56 | -200,79 | -84,42 |
| 0IV - 0IV | 036 | -121,50 | -146,32 | -206,58 | -87,79 |
| 0IV - 0IV | 037 | 69,06 | 63,42 | 129,21 | 48,15 |
| 0IV - 0IV | 038 | 48,27 | 52,72 | 114,43 | 35,87 |
| 0IV - 0IV | 039 | 114,90 | 94,22 | 111,43 | 74,53 |
| 0IV - 0IV | 040 | 105,31 | 89,99 | 108,98 | 69,19 |
| 0IV - 0IV | 041 | 118,35 | 93,99 | 106,34 | 75,81 |
| 0IV - 0IV | 042 | 111,20 | 89,86 | 101,86 | 71,57 |
| 0V - 0V | 043 | -113,92 | -129,62 | -143,50 | -80,16 |
| 0V - 0V | 044 | -102,85 | -117,69 | -133,75 | -72,83 |
| 0V - 0V | 045 | -129,76 | -136,66 | -130,02 | -87,92 |
| 0V - 0V | 046 | -119,64 | -126,52 | -122,68 | -81,36 |
| 0V - 0V | 047 | 111,01 | 96,24 | 119,04 | 73,77 |

Продолжение таблицы П. Б.1

| Сечение | Тен-зо-дат-чик | Суммарные напряжения по расчетным режимам (сочетания нагрузок), МПа | | | |
|------------------------|----------------|---|-------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| | | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-I}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-II}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma I-3}$ | $\sigma_{расч}^{\Sigma III}$ |
| 0V - 0V | 048 | 93,27 | 84,39 | 107,60 | 62,87 |
| 0V - 0V | 049 | 110,63 | 91,74 | 107,23 | 72,19 |
| 0V - 0V | 050 | 94,92 | 81,57 | 96,53 | 62,64 |
| 0V - 0V' | 051 | -123,56 | -134,29 | -128,56 | -84,35 |
| 0V - 0V'' | 052 | -124,62 | -134,56 | -128,99 | -85,00 |
| 0V'' - 0V''' | 053 | -119,10 | -122,70 | -112,32 | -80,36 |
| 0V'' - 0V'''' | 054 | -122,36 | -125,49 | -113,86 | -82,42 |
| 0V I - 0V I | 055 | -135,01 | -142,76 | -125,35 | -91,74 |
| 0V I - 0V I | 056 | -132,11 | -139,54 | -122,06 | -89,86 |
| 0V I - 0V I | 057 | 97,23 | 84,74 | 106,02 | 65,46 |
| 0V I - 0V I | 058 | 86,95 | 77,16 | 99,43 | 59,09 |
| 0V I - 0V I | 059 | 92,09 | 72,61 | 81,02 | 59,95 |
| 0V I - 0V I | 060 | 83,49 | 67,65 | 75,24 | 54,89 |
| 0V II - 0V II | 061 | -140,36 | -141,77 | -118,11 | -94,97 |
| 0V II - 0V II | 062 | -144,54 | -145,54 | -119,19 | -97,77 |
| 0V II - 0V II | 063 | -148,80 | -146,75 | -112,76 | -99,92 |
| Допускаемые напряжения | | 294 | 250 | 294 | 140 |

Таблица П. Б.2 – Суммарные напряжения по расчетным режимам по результатам статических испытаний 3-х боковых рам, унифицированной конструкции МПа

| Сечение | Тензор атчик | Суммарные напряжения от расчетных нагрузок при их сочетаниях по I и III расчетным режимам, МПа | | | | |
|---------|-----------------|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--|
| | | $\sigma^{\Sigma I-1}$ | $\sigma^{\Sigma I-2}$ | $\sigma^{\Sigma I-3}$ | $\sigma^{\Sigma III}$ | |
| 0-0 | 1 | -53,97 | -79,73 | -36,67 | -44,46 | |
| 0-0 | 2 | -54,70 | -7,93 | -36,86 | -29,57 | |
| 0-0 | 3 | -28,61 | -55,82 | -21,37 | -25,03 | |
| 0-0 | 4 | -27,63 | 21,52 | -21,39 | -7,90 | |
| 0-0 | 5 | -24,74 | -36,54 | -18,77 | -19,20 | |
| 0-0 | 6 | -24,30 | 12,71 | -19,06 | -8,43 | |
| I-I | 7 | -62,86 | -95,09 | -41,19 | -49,27 | |
| I-I | 8 | -56,49 | 17,34 | -33,69 | -29,57 | |
| I-I | 9 | -23,53 | -57,27 | -17,96 | -20,13 | |
| I-I | 10 | -16,78 | 17,44 | -16,88 | -2,82 | |
| I-I | 11 | -0,09 | 6,21 | -0,35 | 2,09 | |
| II-II | 12 | -64,97 | -4,45 | -61,43 | -35,55 | |
| II-II | 13 | -70,42 | -104,84 | -62,87 | -52,37 | |
| II-II | 14 | -30,75 | 104,67 | -1,63 | -3,96 | |
| II-II | 15 | -60,39 | -184,50 | -4,86 | -69,53 | |
| III-III | 16 | -47,51 | 1,25 | -72,86 | -27,38 | |
| III-III | 17 | -57,92 | -91,41 | -69,00 | -49,09 | |
| III-III | 18 | 114,28 | 96,65 | 168,92 | 81,39 | |
| III-III | 19 | 149,37 | 122,48 | 213,06 | 103,62 | |
| III-III | 20 | 76,34 | 53,65 | 117,67 | 51,88 | |
| IV-IV | 21 | 1,59 | -12,33 | -67,51 | -2,64 | |
| IV-IV | 22 | 2,05 | -9,90 | -66,29 | -1,89 | |
| IV-IV | 23 | 0,06 | -0,72 | 204,80 | 4,63 | |
| IV-IV | 24 | -1,55 | 75,65 | 172,76 | 16,82 | |
| IV-IV | 25 | 4,64 | 29,59 | 121,49 | 10,67 | |
| V-V | 26 | 60,96 | 14,10 | 117,05 | 37,33 | |
| V-V | 27 | 72,16 | 96,24 | 111,73 | 56,52 | |
| V-V | 28 | -13,03 | -34,91 | -90,81 | -12,31 | |
| V-V | 29 | 9,90 | 3,18 | -84,34 | 7,16 | |
| VI-VI | 30 | 78,22 | 112,46 | 94,50 | 62,19 | |

Продолжение таблицы П. Б.2

| Сечение | Тензодатчик | Суммарные напряжения от расчетных нагрузок при их сочетаниях по I и III расчетным режимам, МПа | | | | |
|-------------|-------------|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--|
| | | $\sigma_{\Sigma I-1}$ | $\sigma_{\Sigma I-2}$ | $\sigma_{\Sigma I-3}$ | $\sigma_{\Sigma III}$ | |
| VI - VI | 31 | 114,26 | 39,20 | 135,96 | 68,57 | |
| VI - VI | 32 | 34,48 | 52,56 | 0,66 | 31,47 | |
| VI - VI | 33 | 55,30 | 11,10 | 24,55 | 36,90 | |
| VI - VI | 34 | 31,44 | 21,91 | -16,17 | 25,07 | |
| VII - VII | 35 | 69,24 | -71,22 | 47,74 | 27,17 | |
| VII - VII | 36 | 24,37 | 99,80 | 17,64 | 31,78 | |
| VII - VII | 37 | 123,23 | 40,60 | 86,10 | 76,33 | |
| VII - VII | 38 | 120,31 | 153,42 | 86,93 | 95,84 | |
| VII - VII | 39 | -10,45 | -13,87 | -5,54 | -8,11 | |
| VII - VII | 40 | -10,96 | -3,26 | -7,24 | -6,73 | |
| VII - VII | 41 | -9,27 | -0,18 | -6,42 | -5,15 | |
| VII - VII | 42 | -7,75 | -8,62 | -5,30 | -6,08 | |
| VII - VII | 43 | 57,77 | 42,23 | 42,99 | 40,45 | |
| VIII - VIII | 44 | -3,75 | 15,27 | -2,55 | 1,82 | |
| VIII - VIII | 45 | 2,75 | -11,56 | 1,69 | -0,81 | |
| VIII - VIII | 46 | 114,63 | 99,48 | 83,66 | 80,69 | |
| VIII - VIII | 47 | 106,17 | 62,79 | 77,27 | 68,36 | |
| VIII - VIII | 48 | 117,85 | 86,02 | 85,88 | 79,29 | |
| IX - IX | 49 | 0,19 | -39,30 | -213,09 | -11,94 | |
| IX - IX | 50 | 1,15 | -34,20 | -203,17 | -10,64 | |
| X - X | 51 | 65,63 | 118,14 | 38,70 | 58,81 | |
| X - X | 52 | 40,65 | -39,27 | 15,30 | 14,21 | |
| X - X | 53 | -175,80 | -181,37 | -147,22 | -136,96 | |
| X - X | 54 | -110,36 | -47,72 | -66,01 | -73,73 | |
| 0I - 0I | 107 | -47,76 | -72,44 | -27,11 | -37,22 | |
| 0I - 0I | 108 | -55,08 | 24,97 | -31,96 | -27,56 | |
| 0I - 0I | 109 | -21,23 | -47,53 | -18,21 | -18,55 | |
| 0I - 0I | 110 | -27,53 | 5,62 | -23,74 | -10,33 | |
| 0I - 0I | 111 | -1,64 | 4,83 | -1,88 | 0,98 | |
| 0II - 0II | 112 | -68,58 | -0,80 | -61,46 | -36,93 | |

Продолжение таблицы П. Б.2

| Сечение | Тензор атчик | Суммарные напряжения от расчетных нагрузок при их сочетаниях по I и III расчетным режимам, МПа | | | | |
|-------------|-----------------|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--|
| | | $\sigma_{\Sigma I-1}$ | $\sigma_{\Sigma I-2}$ | $\sigma_{\Sigma I-3}$ | $\sigma_{\Sigma III}$ | |
| 0П - 0П | 113 | -59,29 | -85,67 | -54,39 | -43,57 | |
| 0П - 0П | 114 | -46,47 | 70,77 | -13,13 | -20,95 | |
| 0П - 0П | 115 | -41,59 | -146,24 | -7,80 | -54,69 | |
| 0ПШ - 0ПШ | 116 | -53,83 | -9,79 | -72,90 | -33,34 | |
| 0ПШ - 0ПШ | 117 | -49,89 | -77,44 | -67,92 | -42,80 | |
| 0ПШ - 0ПШ | 118 | 134,38 | 114,38 | 195,09 | 95,64 | |
| 0ПШ - 0ПШ | 119 | 135,58 | 111,41 | 201,48 | 94,76 | |
| 0ПШ - 0ПШ | 120 | 82,55 | 63,18 | 122,81 | 57,40 | |
| 0IV - 0IV | 121 | 3,30 | -9,21 | -64,50 | -1,37 | |
| 0IV - 0IV | 122 | 1,78 | -9,02 | -54,46 | -1,98 | |
| 0IV - 0IV | 123 | 4,93 | 13,61 | 188,43 | 9,28 | |
| 0IV - 0IV | 124 | -1,92 | 56,42 | 174,86 | 13,01 | |
| 0IV - 0IV | 125 | 6,89 | 29,47 | 132,83 | 11,87 | |
| 0V - 0V | 126 | 82,55 | 50,97 | 133,43 | 55,34 | |
| 0V - 0V | 127 | 87,97 | 108,02 | 148,47 | 68,63 | |
| 0V - 0V | 128 | -8,13 | -33,59 | -93,08 | -9,83 | |
| 0V - 0V | 129 | -0,10 | -4,64 | -97,23 | 0,03 | |
| 0VI - 0VI | 130 | 100,56 | 129,34 | 119,15 | 76,56 | |
| 0VI - 0VI | 131 | 100,27 | 35,11 | 117,55 | 60,95 | |
| 0VI - 0VI | 132 | 47,37 | 61,99 | 16,51 | 40,23 | |
| 0VI - 0VI | 133 | 42,95 | -7,43 | 12,02 | 27,79 | |
| 0VI - 0VI | 134 | 30,42 | 16,75 | -17,65 | 24,23 | |
| 0VII - 0VII | 135 | 49,87 | -74,57 | 35,00 | 16,46 | |
| 0VII - 0VII | 136 | 21,17 | 92,75 | 14,92 | 28,69 | |
| 0VII - 0VII | 137 | 143,32 | 56,54 | 102,02 | 90,70 | |
| 0VII - 0VII | 138 | 134,09 | 165,08 | 96,37 | 105,47 | |
| 0VII - 0VII | 139 | -11,04 | -16,17 | -6,49 | -8,89 | |
| 0VII - 0VII | 140 | -11,46 | -7,06 | -6,67 | -7,82 | |
| 0VII - 0VII | 141 | -7,97 | 1,42 | -5,71 | -4,31 | |
| 0VII - 0VII | 142 | -8,09 | -9,38 | -5,75 | -6,27 | |

Продолжение таблицы П. Б.2

| Сечение | Тензодатчик | Суммарные напряжения от расчетных нагрузок при их сочетаниях по I и III расчетным режимам, МПа | | | |
|-------------|-------------|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | | $\sigma_{\Sigma I-1}$ | $\sigma_{\Sigma I-2}$ | $\sigma_{\Sigma I-3}$ | $\sigma_{\Sigma III}$ |
| 0VII - 0VII | 143 | 78,83 | 60,38 | 58,48 | 55,24 |
| 0IX - 0IX | 149 | 1,84 | -35,53 | -203,44 | -10,00 |
| 0IX - 0IX | 150 | 2,00 | -36,76 | -186,31 | -10,09 |
| 0X - 0X | 151 | 61,77 | 119,69 | 35,39 | 56,45 |
| 0X - 0X | 152 | 47,51 | -23,58 | 22,80 | 19,66 |
| 0X - 0X | 153 | -135,49 | -140,00 | -100,55 | -108,17 |
| 0X - 0X | 154 | -151,76 | -87,83 | -116,87 | -104,85 |

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Фотографии усталостных изломов опытных образцов надрессорной балки



Образец 1 и 2



Образец 3



Образец 4



Образец 5



Образец 6



Образец 7



Образец 8

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Фотографии усталостных изломов опытных образцов боковой рамы



Образец 1



Образец 2



Образец 3



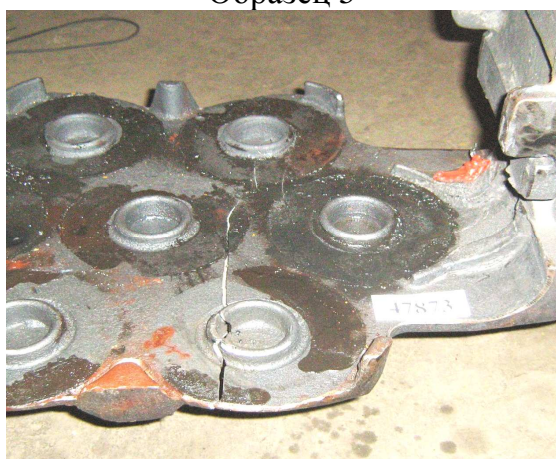
Образец 4



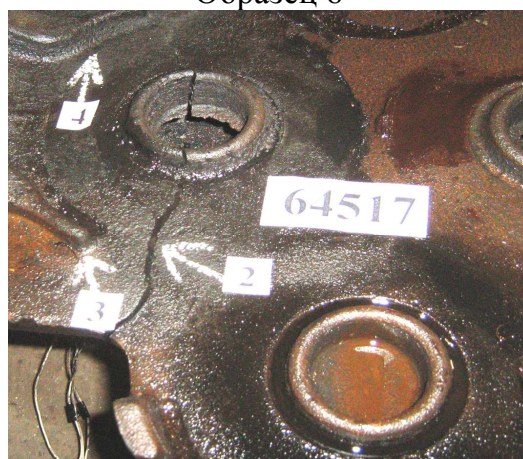
Образец 5



Образец 6



Образец 7



Образец 8

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Значения амплитуд динамических напряжений и суммарные напряжения по III режиму в надрессорной балке и прототипе боковой рамы при ходовых прочностных испытаниях тележки

Таблица П. Д.1 – Значения амплитуд динамических напряжений в надрессорной балке и боковой раме при ходовых прочностных испытаниях тележки, МПа

| Наименование детали | Исследуемая зона | Скорость, км/ч | | | | | | | | |
|------------------------|---------------------|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|-------------|-------------|
| | | 20- 30 | 40- 50 | 50- 60 | 60- 70 | 70- 80 | 80- 90 | 90- 100 | 100- 110 | 110- 120 |
| Надрессорная балка | 043 | 14,19 | 16,99 | 20,73 | 22,03 | 19,36 | 29,71 | 30,48 | 27,81 | 45,52 |
| | 019 | 11,12 | 14,16 | 15,95 | 19,29 | 16,96 | 26,23 | 26,69 | 23,52 | 36,35 |
| | 035 | 22,86 | 23,8 | 29,51 | 30,49 | 20,05 | 38,83 | 36,79 | 35,09 | 38,73 |
| | 023 | 14,92 | 18,35 | 20,5 | 22,25 | 19,03 | 29,54 | 31,12 | 27,1 | 43,05 |
| | 35 | 10,37 | 10,51 | 11,7 | 13,46 | 12,08 | 18,17 | 18,8 | 17,46 | 29,51 |
| | 8 | 19,75 | 23,82 | 24,24 | 30,1 | 38,11 | 29,94 | 37,95 | 34,43 | 50,19 |
| | 19 | 12,61 | 12,43 | 13,59 | 18,07 | 15,61 | 23,36 | 24,15 | 21,78 | 36,85 |
| | 23 | 13,22 | 14,05 | 14,96 | 18,31 | 17,53 | 27,98 | 26,25 | 24,21 | 40,98 |
| | 045 | 13,52 | 17,47 | 20,98 | 25,12 | 23,75 | 33,09 | 34,92 | 31,18 | 54,87 |
| | 43 | 12,55 | 16,5 | 15,29 | 16,07 | 17,92 | 22,75 | 22,83 | 20,11 | 35,16 |
| | 7 | 18,11 | 30,51 | 26,8 | 26,93 | 24,38 | 35,81 | 37,05 | 35,46 | 59,58 |
| | 45 | 10,32 | 12,62 | 12,84 | 17,12 | 17,08 | 22,65 | 23,85 | 21,78 | 37,5 |
| | 61 | 21,99 | 24,59 | 26,28 | 27,35 | 27,97 | 33,12 | 35,71 | 31,29 | 49,3 |
| | 07 | 20,18 | 24,96 | 31,28 | 34,91 | 41,29 | 41,04 | 44,74 | 49,29 | 45,74 |
| 08 | 13,05 | 19,98 | 23,4 | 22,41 | 27,75 | 28,54 | 30,81 | 32,61 | 32,67 | |
| Боковая рама | 535 | 34,91 | 35,12 | 36,13 | 32,92 | 31,7 | 33,57 | 37,02 | 35,28 | 62,02 |
| | 319 | 25,57 | 25,01 | 25,65 | 28,7 | 26,41 | 36,13 | 37,67 | 34,78 | 46,73 |
| | 335 | 30,37 | 30,25 | 28,81 | 28,67 | 23,16 | 41,57 | 41,43 | 34,46 | 59,28 |
| | 235 | 22,25 | 20,96 | 21,0 | 25,37 | 24,34 | 35,15 | 32,54 | 33,87 | 38,84 |
| | 53 | 19,5 | 19,79 | 21,29 | 22,3 | 17,09 | 27,26 | 24,73 | 25,52 | 27,68 |
| | 435 | 23,43 | 24,62 | 25,24 | 26,27 | 28,63 | 25,76 | 34,1 | 34,52 | 47,65 |
| | 017 | 20,59 | 28,06 | 30,61 | 29,19 | 35,3 | 33,95 | 36,71 | 41,31 | 37,72 |
| | 053 | 19,21 | 22,13 | 26,06 | 22,87 | 27,27 | 26,51 | 36,77 | 34,8 | 39,67 |

Таблица П. Д.2 – Суммарные напряжения по III режиму в надрессорной балке и боковой раме, полученные по результатам ходовых прочностных испытаний тележки, МПа

| Наименование детали | Исследуемая зона | Максимальные динамические напряжения $\sigma_{дин.}$, МПа | Напряжения от вертикальной статической нагрузки $Q_{бр.}$, МПа | Суммарные напряжения по III режиму, МПа | Допускаемые напряжения по III режиму [σ_{III}], МПа |
|---------------------|------------------|--|---|---|--|
| Надрессорная балка | 043 | 45,52 | 60,2 | 105,72 | 140 |
| | 019 | 36,35 | 59,7 | 96,05 | |
| | 035 | 38,83 | 29,7 | 68,53 | |
| | 023 | 43,05 | 57,9 | 100,95 | |
| | 35 | 29,51 | 29,7 | 59,21 | |
| | 8 | 50,19 | 78,2 | 128,39 | |
| | 19 | 36,85 | 56,7 | 93,55 | |
| | 23 | 40,98 | 47,1 | 88,08 | |
| | 045 | 54,87 | 68,5 | 123,37 | |
| | 43 | 35,16 | 48,4 | 83,56 | |
| | 7 | 59,58 | 62,2 | 121,78 | |
| | 45 | 37,5 | 52,9 | 90,4 | |
| | 61 | 49,3 | 70,4 | 119,7 | |
| | 07 | 49,29 | 78,9 | 128,19 | |
| | 08 | 32,67 | 72,8 | 105,47 | |
| Боковая рама | 535 | 62,01 | 70,5 | 132,51 | |
| | 319 | 46,73 | 60,7 | 107,43 | |
| | 335 | 59,28 | 33,6 | 92,88 | |
| | 235 | 38,84 | 57,6 | 96,44 | |
| | 53 | 27,68 | 71,2 | 98,88 | |
| | 435 | 47,65 | 62,5 | 110,15 | |
| | 017 | 41,31 | 41,8 | 83,11 | |
| | 053 | 39,67 | 34,3 | 73,97 | |

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Параметры инерционных элементов пространственных моделей грузовых вагонов и
упруго-диссипативные параметры связей этих моделей

Таблица П. Е.1 – Параметры инерционных элементов пространственной модели цистерны 15-1900

| Объект | Масса [т] | Моменты инерции [т*м ²] | | | Координаты центра масс [м] | | |
|-----------------------|--------------|--|---------|-----------|----------------------------|-------|-----------|
| | | Jz | Jy | Jx | X | Y | Z |
| Основание | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Тележка 1 | | | | | | | |
| Левый рельс 1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 1 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 0 | 0 | 0,475 |
| Левый рельс 2 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,85 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 2 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,85 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 2 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 1,85 | 0 | 0,475 |
| Левая боковая рама 1 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 0,925 | -1,02 | 0,573 |
| Правая боковая рама 1 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 0,925 | 1,02 | 0,573 |
| Надрессорная балка 1 | 0,522 | 0,22 | 0,013 | 0,22 | 0,925 | 0 | 0,6 |
| Тележка 2 | | | | | | | |
| Левый рельс 3 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 7,8 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 3 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 7,8 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 3 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 7,8 | 0 | 0,475 |
| Левый рельс 4 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 9,65 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 4 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 9,65 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 4 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 9,65 | 0 | 0,475 |
| Левая боковая рама 2 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 8,725 | -1,02 | 0,573 |
| Правая боковая рама 2 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 8,725 | 1,02 | 0,573 |
| Надрессорная балка 2 | 0,522 | 0,22 | 0,013 | 0,22 | 8,725 | 0 | 0,6 |
| Кузов | | | | | | | |
| Котел с рамой* | 90/16,35 | 885/161 | 867/158 | 86,2/15,7 | 4,825 | 0 | 2,71/2,14 |

Таблица П. Е.2 – Параметры инерционных элементов пространственной модели полувагона 12-1905

| Объект | Масса [т] | Моменты инерции [т*м ²] | | | Координаты центра масс [м] | | |
|-----------------------|--------------|--|----------|------------|----------------------------|-------|---------|
| | | Jz | Jy | Jx | X | Y | Z |
| Основание | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Тележка 1 | | | | | | | |
| Левый рельс 1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 1 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 0 | 0 | 0,475 |
| Левый рельс 2 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,85 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 2 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,85 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 2 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 1,85 | 0 | 0,475 |
| Левая боковая рама 1 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 0,925 | -1,02 | 0,573 |
| Правая боковая рама 1 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 0,925 | 1,02 | 0,573 |
| Надрессорная балка 1 | 0,522 | 0,22 | 0,013 | 0,22 | 0,925 | 0 | 0,6 |
| Тележка 2 | | | | | | | |
| Левый рельс 3 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 8,66 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 3 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 8,66 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 3 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 8,66 | 0 | 0,475 |
| Левый рельс 4 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 10,51 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 4 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 10,51 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 4 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 10,51 | 0 | 0,475 |
| Левая боковая рама 2 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 9,575 | -1,02 | 0,573 |
| Правая боковая рама 2 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 9,575 | 1,02 | 0,573 |
| Надрессорная балка 2 | 0,522 | 0,22 | 0,013 | 0,22 | 9,575 | 0 | 0,6 |
| Кузов | | | | | | | |
| Кузов* | 90/14,4 | 1280/205 | 1257/201 | 117,8/18,8 | 5,255 | 0 | 2,4/1,6 |

Таблица П. Е.3 – Параметры инерционных элементов пространственной модели крытого вагона 11-1807-01

| Объект | Масса [т] | Моменты инерции [т*м ²] | | | Координаты центра масс [м] | | |
|-----------------------|--------------|--|----------|------------|----------------------------|-------|-----------|
| | | Jz | Jy | Jx | X | Y | Z |
| Основание | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Тележка 1 | | | | | | | |
| Левый рельс 1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 1 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 0 | 0 | 0,475 |
| Левый рельс 2 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,85 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 2 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,85 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 2 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 1,85 | 0 | 0,475 |
| Левая боковая рама 1 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 0,925 | -1,02 | 0,573 |
| Правая боковая рама 1 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 0,925 | 1,02 | 0,573 |
| Надрессорная балка 1 | 0,522 | 0,22 | 0,013 | 0,22 | 0,925 | 0 | 0,6 |
| Тележка 2 | | | | | | | |
| Левый рельс 3 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 11,29 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 3 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 11,29 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 3 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 11,29 | 0 | 0,475 |
| Левый рельс 4 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 13,14 | -0,79 | 0 |
| Правый рельс 4 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 13,14 | 0,79 | 0 |
| Колесная пара 4 | 1,37 | 1 | 0,1 | 1 | 13,14 | 0 | 0,475 |
| Левая боковая рама 2 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 12,215 | -1,02 | 0,573 |
| Правая боковая рама 2 | 0,51 | 0,19 | 0,22 | 0,03 | 12,215 | 1,02 | 0,573 |
| Надрессорная балка 2 | 0,522 | 0,22 | 0,013 | 0,22 | 12,215 | 0 | 0,6 |
| Кузов | | | | | | | |
| Кузов* | 90/17,47 | 2185/424 | 2164/420 | 152,3/29,6 | 7,495 | 0 | 2,43/1,78 |

Таблица П. Е.4 – Упруго-диссипативные параметры связей моделей

| Связываемые объекты | | | | | |
|---------------------------------------|---|---|------------------------------------|-------|-------|
| Основание | | | Левый рельс 1-4 (Правый рельс 1-4) | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 86000 кН/м β = 172 кНс/м | | | | |
| Поперечный | с = 20000 кН/м β = 40 кНс/м | | | | |
| Продольный | с = 80000 кН/м β = 100 кНс/м | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| Левый рельс 1-4 | | | Колесная пара 1-4 | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | 0 | -0,79 | 0,475 |
| Элементы связи | | | | | |
| Пространственный | с = 80000кН/м f _к = 0,25 f _г = 0,25 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| Правый рельс 1-4 | | | Колесная пара 1-4 | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0,79 | 0,475 |
| Элементы связи | | | | | |
| Пространственный | с = 80000кН/м f _к = 0,25 f _г = 0,25 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| Колесная пара 1,3 | | | Левая боковина 1,2 | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | -1,02 | 0 | 0,925 | 0 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 20000 кН/м | | | | |
| Поперечный | f = 0,25 δ=0,006 м | | | | |
| Продольный | f = 0,25 δ=0,006 м | | | | |
| Виляние | f = 0,01 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| Колесная пара 1,3 | | | Правая боковина 1,2 | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 1,02 | 0 | 0,925 | 0 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 20000 кН/м | | | | |
| Поперечный | f = 0,25 δ=0,006 м | | | | |
| Продольный | f = 0,25 δ=0,006 м | | | | |
| Виляние | f = 0,01 | | | | |

Продолжение таблицы П. Е.4

| Связываемые объекты | | | | | |
|---------------------------------------|---|-----------|-------------------------------|-------|---|
| <i>Колесная пара 2,4</i> | | | <i>Левая боковина 1,2</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | -1,02 | 0 | -0,925 | 0 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 20000 кН/м | | | | |
| Поперечный | f = 0,25 | δ=0,006 м | | | |
| Продольный | f = 0,25 | δ=0,006 м | | | |
| Виляние | f = 0,01 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Колесная пара 2,4</i> | | | <i>Правая боковина 1,2</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 1,02 | 0 | -0,925 | 0 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 20000 кН/м | | | | |
| Поперечный | f = 0,25 | δ=0,006 м | | | |
| Продольный | f = 0,25 | δ=0,006 м | | | |
| Виляние | f = 0,01 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Левая боковина 1,2</i> | | | <i>Надрессорная балка 1,2</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | 0 | -1,02 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с1 = 1950 кН/м с2 = 3970 кН/м f=0,1 δ1=0,03 м δ2=0,15 м | | | | |
| Поперечный | с = 4000 кН/м f=0,1 | | | | |
| Продольный | с = 80000 кН/м | | | | |
| Виляние | с = 760 кН/рад | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Правая боковина 1,2</i> | | | <i>Надрессорная балка 1,2</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 1,02 | 0 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с1 = 1950 кН/м с2 = 3970 кН/м f=0,1 δ1=0,03 м δ2=0,15 м | | | | |
| Поперечный | с = 4000 кН/м f=0,1 | | | | |
| Продольный | с = 80000 кН/м | | | | |
| Виляние | с = 760 кН/рад | | | | |

Продолжение таблицы П. Е.4

| Связываемые объекты | | | | | |
|---|----------------------------------|---|--------------|-------|------|
| <i>Надрессорная балка 1</i> | | | <i>Кузов</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | 4,33 | 0 | 1,32 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 80000 кН/м | | | | |
| Поперечный | f=0,25 | | | | |
| Продольный | f=0,25 | | | | |
| Влияние | f=0,015/0,045* | | | | |
| Боковая качка | с = 450/1800 кН/рад* | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Надрессорная балка 2</i> | | | <i>Кузов</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0 | 0 | -4,33 | 0 | 1,32 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 80000 кН/м | | | | |
| Поперечный | f=0,25 | | | | |
| Продольный | f=0,25 | | | | |
| Влияние | f=0,015/0,045* | | | | |
| Боковая качка | с = 450/1800 кН/рад* | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Надрессорная балка 1 (Левый скользящий)</i> | | | <i>Кузов</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | -0,75 | 0 | 4,33 | -0,75 | 1,32 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 80000 кН/м $\Delta = 0,01$ м | | | | |
| Поперечный | f=0,125 | | | | |
| Продольный | f=0,125 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Надрессорная балка 1 (Правый скользящий)</i> | | | <i>Кузов</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0,75 | 0 | 4,33 | 0,75 | 1,32 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | с = 80000 кН/м $\Delta = 0,01$ м | | | | |
| Поперечный | f=0,125 | | | | |
| Продольный | f=0,125 | | | | |
| Связываемые объекты | | | | | |
| <i>Надрессорная балка 2 (Левый скользящий)</i> | | | <i>Кузов</i> | | |

Продолжение таблицы П. Е.4

| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
|---------------------------------------|---|---|-------|-------|------|
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | -0,75 | 0 | -4,33 | -0,75 | 1,32 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | $c = 80000 \text{ кН/м } \Delta=0,01 \text{ м}$ | | | | |
| Поперечный | $f=0,125$ | | | | |
| Продольный | $f=0,125$ | | | | |

| Связываемые объекты | | | | | |
|---|--|---|--------------|------|------|
| <i>Надрессорная балка 2 (Правый скользящий)</i> | | | <i>Кузов</i> | | |
| Координаты точек приложения связи [м] | | | | | |
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| 0 | 0,75 | 0 | -4,33 | 0,75 | 1,32 |
| Элементы связи | | | | | |
| Вертикальный | $c = 80000 \text{ кН/м } \Delta =0,01 \text{ м}$ | | | | |
| Поперечный | $f=0,125$ | | | | |
| Продольный | $f=0,125$ | | | | |

* в числителе указаны параметры для груженого, а в знаменателе для порожнего состояния

В таблице П. Е.4 использованы следующие обозначения:

c, c_1, c_2 – жесткость;

β – коэффициент вязкого трения;

f, f_k, f_r – коэффициент сухого трения;

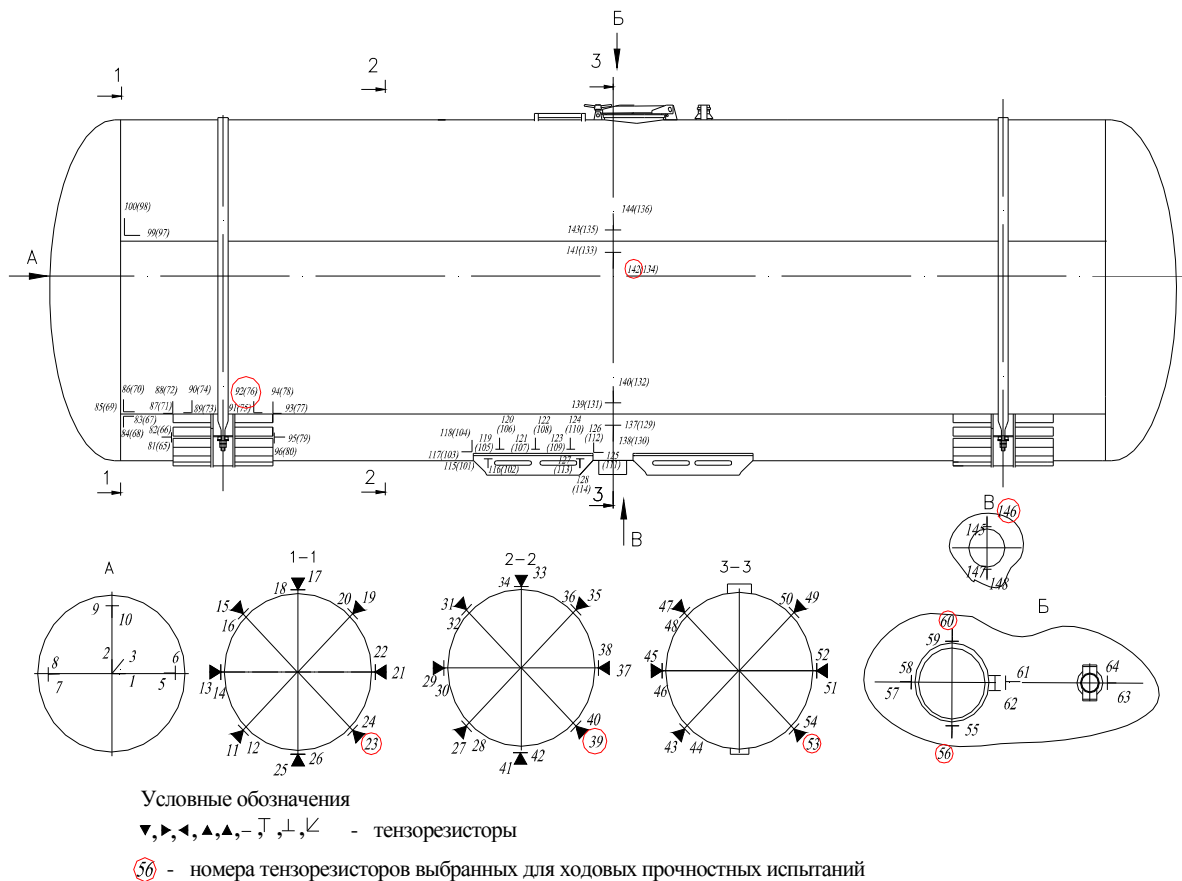
$\delta, \delta_1, \delta_2$ – рабочий ход связи;

Δ – зазор в связи;

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Результаты ходовых прочностных испытаний вагонов массой брутто 100 т на тележках с осевой нагрузкой 25 тс

а)



б)

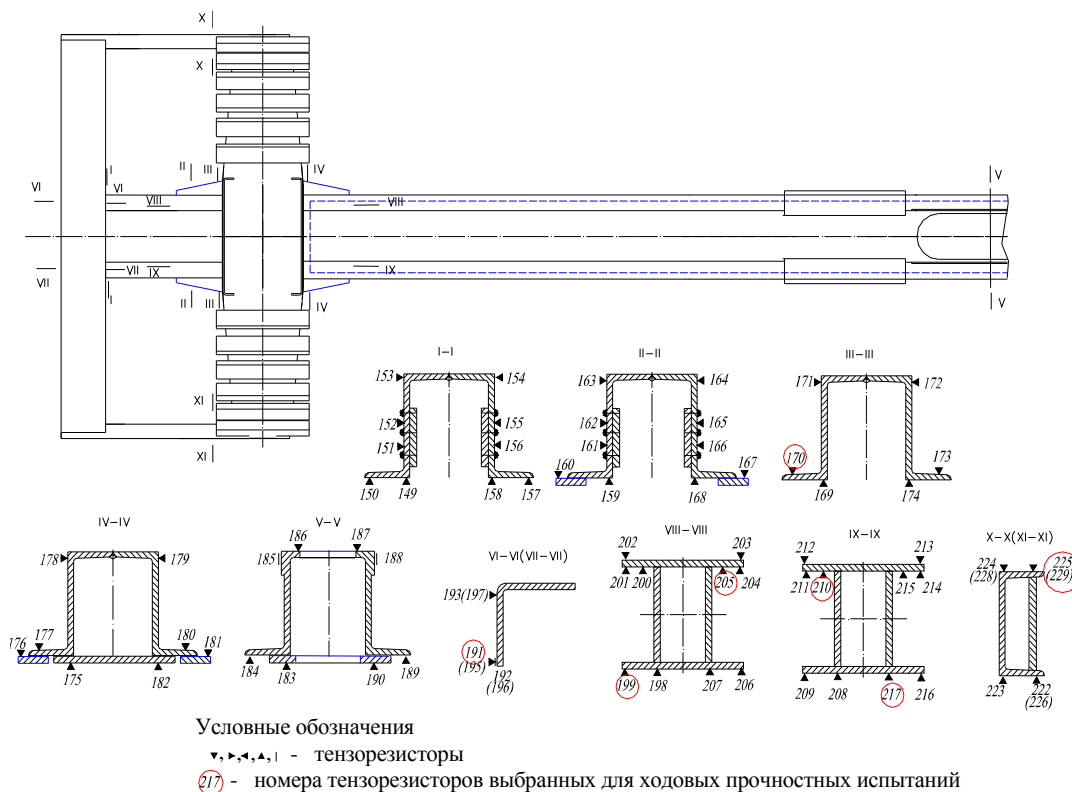
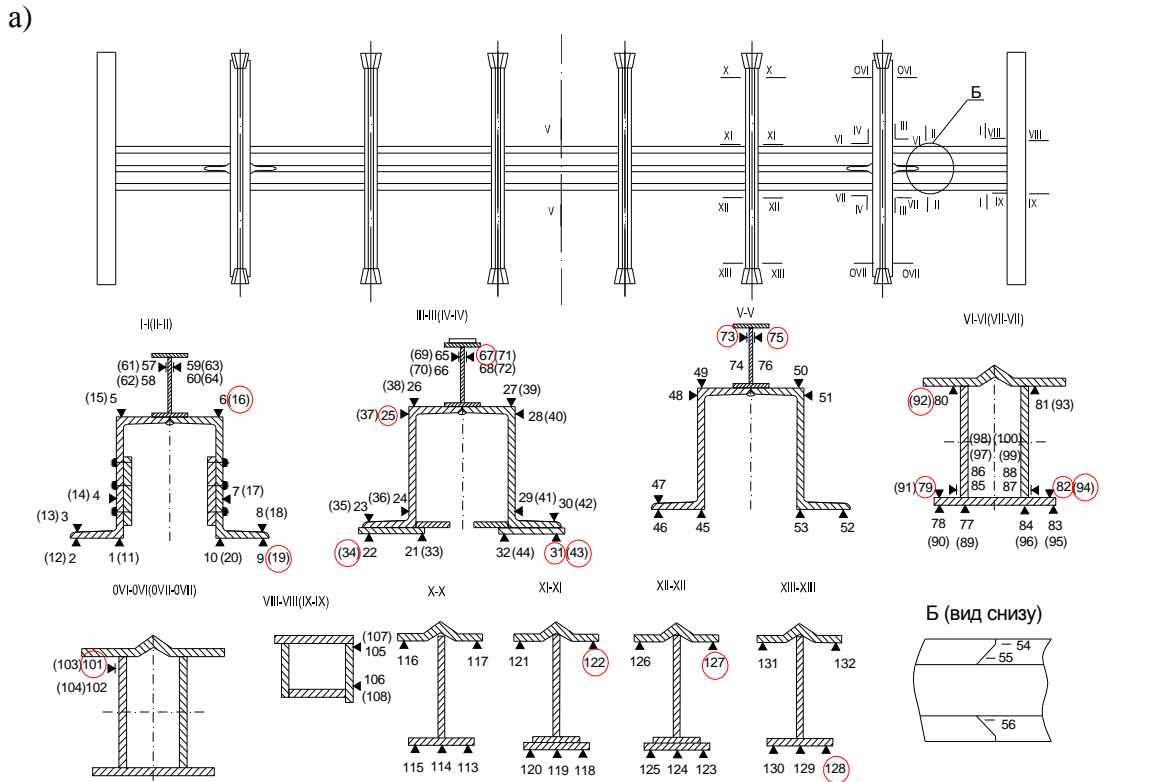
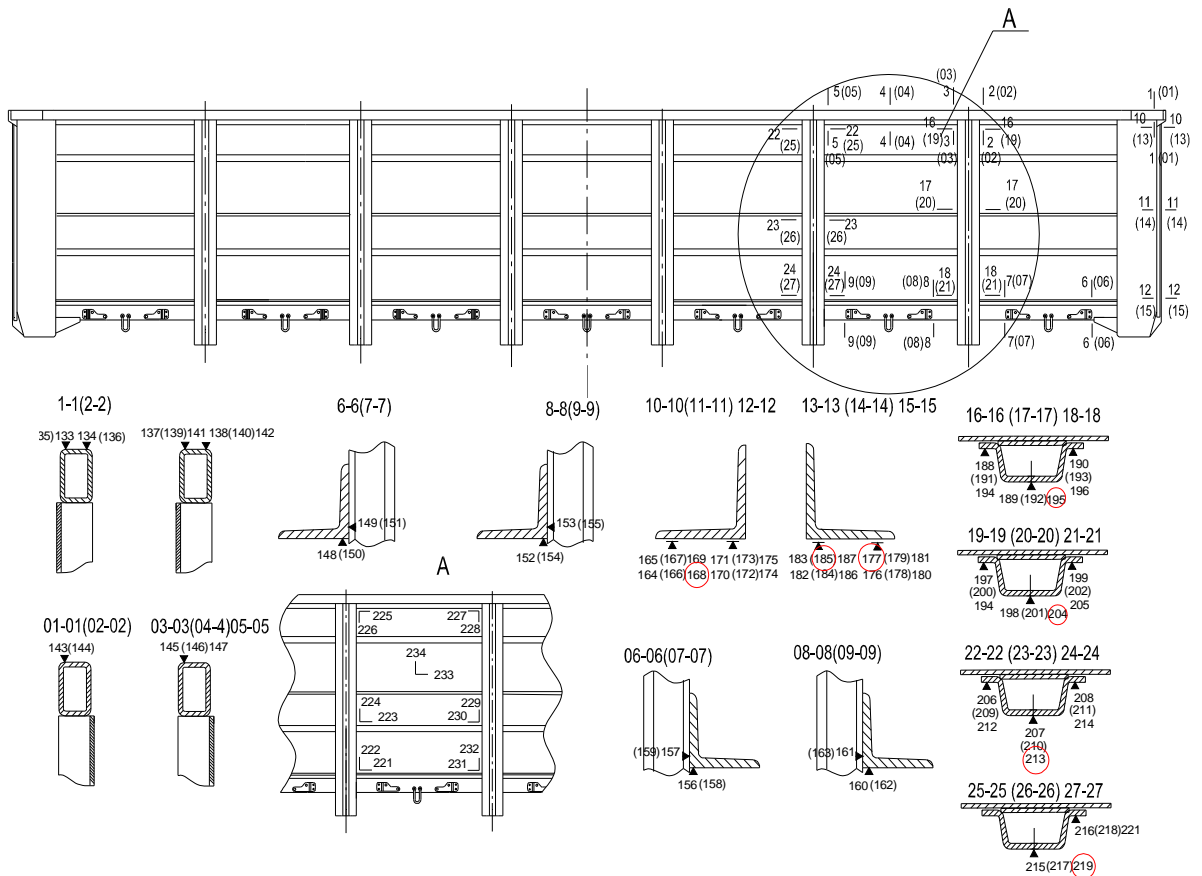


Рис. П. Ж. 1 – Схема расположения тензорезисторов котле (а) и раме (б) вагона-цистерны модели 15-1900



б)



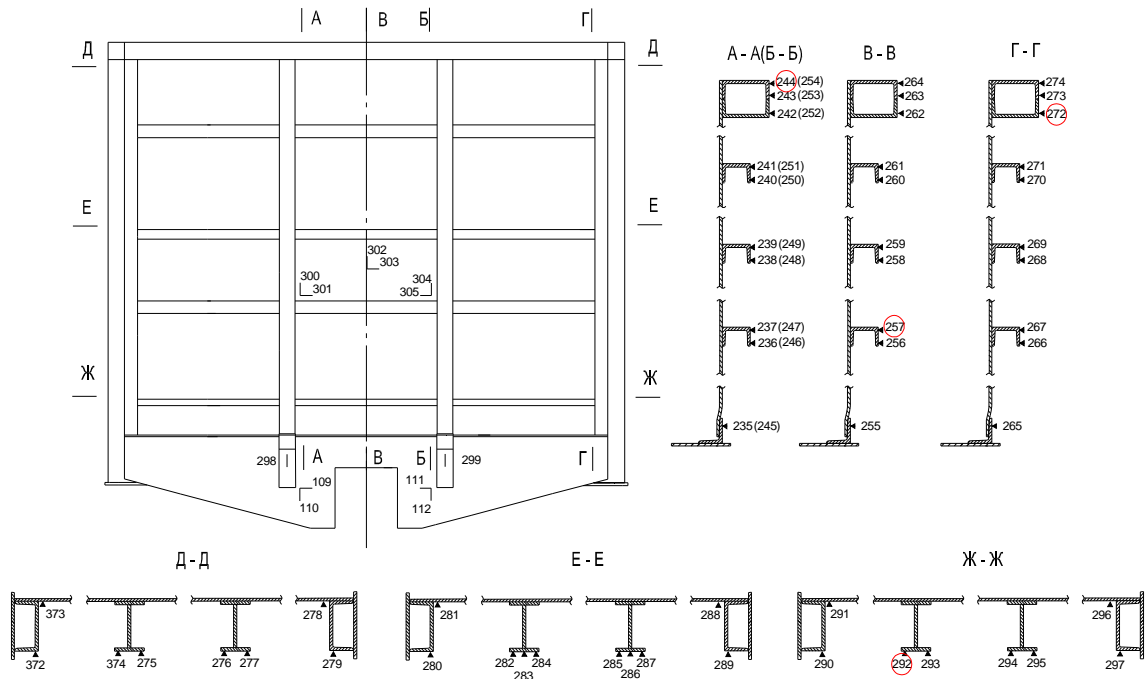
Условные обозначения

▼, ►, ▲, ◆, ▴, ▽, □, ⊥, ⊥, ⊥ - тензорезисторы

219 - номера тензорезисторов выбранных для ходовых прочностных испытаний

Рис. П. Ж.2 – Схема расположения тензорезисторов на раме (а) и боковой стене (б) полувагона модели 12-1905

а)

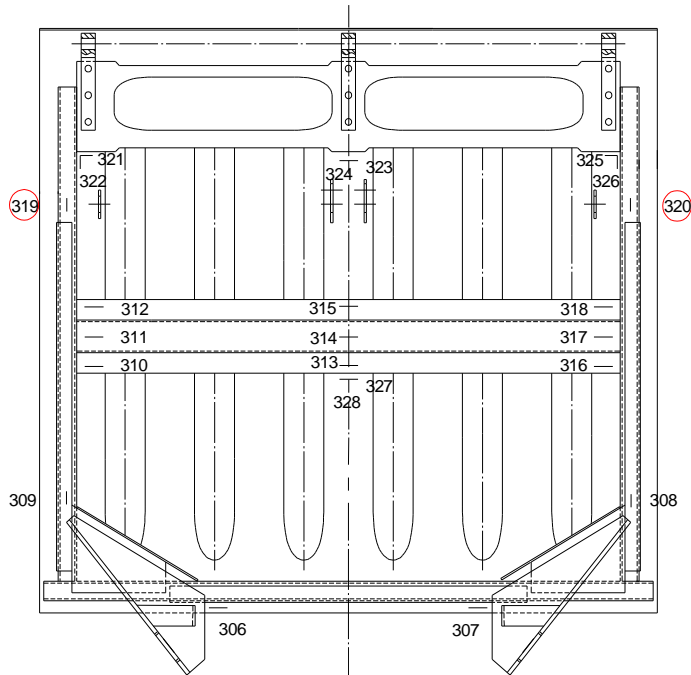


Условные обозначения

▲, ◆, ▽, ⊥, ⊏, ⊐, ⊑ - тензорезисторы

292 - номера тензорезисторов выбранных для ходовых прочностных испытаний

б)



Условные обозначения

□, ⊔, ⊕, ⊖, ⊗ - тензорезисторы

319 - номера тензорезисторов выбранных для ходовых прочностных испытаний

Рис. П. Ж. 3 – Схема расположения тензорезисторов на торцевой стене (а) и крышке люка (б) полувагона модели 12-1905

Таблица П. Ж.1 – Динамические напряжения в элементах конструкции вагон-цистерны модели 15-1900 на тележках модели 18-1711 при ходовых прочностных испытаниях, МПа

| Зона исследования | № тензорезистора | Скорость, км/ч | | | | | | | | |
|---|---------------------|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|-------------|-------------|
| | | 20- 30 | 40- 50 | 50- 60 | 60- 70 | 70- 80 | 80- 90 | 90- 100 | 100- 110 | 110- 120 |
| Хребтовая балка | 170 | 12,29 | 12,08 | 11,44 | 11,6 | 12,68 | 13,82 | 13,79 | 13,11 | 14,3 |
| | 182 | 11,78 | 9,11 | 10,05 | 8,94 | 9,47 | 9,34 | 9,22 | 9,54 | 9,81 |
| Шкворневая балка | 199 | 17,86 | 19,11 | 15,89 | 17,01 | 17,43 | 18,81 | 20,2 | 20,29 | 26,11 |
| | 205 | 7,94 | 9,07 | 7,78 | 7,96 | 8,75 | 9,86 | 10,26 | 10,68 | 12,4 |
| | 210 | 5,67 | 6,36 | 6,38 | 6,49 | 8,3 | 9,05 | 9,66 | 9,71 | 12,73 |
| Передние балки и другие элементы рамы | 217 | 6,02 | 6,47 | 6,74 | 6,83 | 8,64 | 9,6 | 10,14 | 10,49 | 13,13 |
| | 191 | 10,66 | 11,66 | 11,94 | 9,76 | 10,65 | 11,71 | 11,98 | 12,48 | 13,97 |
| | 225 | 13,43 | 13,94 | 12,46 | 12,08 | 13,03 | 14,33 | 13,95 | 14,66 | 15,51 |
| Верхние листы обечайки котла | 229 | 7,79 | 6,64 | 6,4 | 4,85 | 5,87 | 6,2 | 5,3 | 5,16 | 5,9 |
| | 56 | 22,18 | 10,57 | 12,91 | 13,7 | 19,63 | 21,81 | 20,16 | 17,7 | 20,22 |
| Другие элементы котла | 60 | 9,79 | 12,93 | 14,25 | 16,75 | 21,2 | 24,01 | 24,9 | 21,17 | 22,93 |
| | 23 | 3,41 | 3,76 | 3,93 | 3,87 | 4,82 | 5,62 | 5,46 | 6,13 | 8,11 |
| | 27 | 4,77 | 5,65 | 6,23 | 6,7 | 8,94 | 8,49 | 10,54 | 9,84 | 10,23 |
| | 39 | 4,9 | 6,19 | 6,39 | 11,31 | 8,78 | 8,93 | 9,75 | 9,94 | 10,91 |
| | 53 | 4,97 | 6,89 | 7,63 | 8,57 | 10,71 | 10,63 | 13,17 | 11,55 | 11,67 |
| | 76 | 35,6 | 37,12 | 32,83 | 34,64 | 37,03 | 41,42 | 41,69 | 42,35 | 45,16 |
| | 92 | 45,43 | 48,83 | 43,8 | 45,85 | 49,08 | 58,02 | 58,87 | 53,93 | 59,62 |
| | 117 | 7,89 | 9,01 | 8,49 | 9,73 | 15,21 | 11,73 | 12,42 | 12,35 | 14,75 |
| | 111 | 7,99 | 9,72 | 8,76 | 9,93 | 14,28 | 11,83 | 12,27 | 11,6 | 13,68 |
| 146 | 5,64 | 6,27 | 7,85 | 8,31 | 11,23 | 11,71 | 11,64 | 9,62 | 9,99 | |
| 142 | 6,79 | 10,6 | 11,11 | 11,78 | 15,4 | 18,51 | 22,12 | 17,49 | 13,68 | |

Таблица П. Ж.2 – Динамические напряжения в элементах конструкции полувагона модели 12-1905 на тележках модели 18-1711 при ходовых прочностных испытаниях, МПа

| Зона исследования | № тензорезистора | Скорость, км/ч | | | | | | | | |
|--|------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|---------|---------|
| | | 20-30 | 40-50 | 50-60 | 60-70 | 70-80 | 80-90 | 90-100 | 100-110 | 110-120 |
| Хребтовая балка | 16 | 3,24 | 4,64 | 8,07 | 4,86 | 5,28 | 6,04 | 6,65 | 6,93 | 8,09 |
| | 19 | 5,82 | 8,17 | 8,56 | 8,54 | 10,75 | 10,74 | 11,69 | 12,55 | 13,66 |
| | 25 | 7,50 | 7,05 | 8,13 | 8,28 | 9,30 | 10,33 | 11,9 | 11,71 | 12,46 |
| | 31 | 9,17 | 11,36 | 12,04 | 12,55 | 13,03 | 14,68 | 15,16 | 16,29 | 18,28 |
| | 34 | 12,3 | 25,11 | 20,96 | 21,2 | 21,13 | 25,04 | 36,17 | 35,56 | 56,2 |
| | 43 | 14,95 | 25,34 | 27,65 | 23,07 | 23,05 | 28,01 | 40,77 | 40,64 | 59,63 |
| | 67 | 5,88 | 9,52 | 8,98 | 10,26 | 11,08 | 14,04 | 15,14 | 17,93 | 17,55 |
| | 73 | 2,15 | 3,55 | 4,14 | 4,13 | 4,8 | 5,81 | 7,02 | 6,85 | 7,29 |
| Шкворневая (кроме нижнего листа) балка | 75 | 2,24 | 4,32 | 3,77 | 3,97 | 5,11 | 6,28 | 7,38 | 7,08 | 7,71 |
| | 92 | 10,07 | 12,91 | 14,04 | 13,98 | 15,55 | 17,16 | 23,24 | 19,11 | 23,13 |
| Нижний лист шкворневой балки | 101 | 4,08 | 5,95 | 6,51 | 6,89 | 7,35 | 8,87 | 9,7 | 9,43 | 16,58 |
| | 79 | 27,48 | 31,71 | 34,48 | 30,57 | 33,62 | 38,67 | 44,1 | 41,73 | 47,86 |
| | 82 | 16,51 | 26,31 | 25,01 | 25,82 | 25,07 | 27,85 | 29,4 | 30,46 | 35,75 |
| Верхний лист поперечной балки | 94 | 11,35 | 19,58 | 18,99 | 19,8 | 23,37 | 24,04 | 26,73 | 27,24 | 30,22 |
| | 128 | 7,06 | 9,21 | 6,46 | 7,32 | 7,24 | 9,93 | 10,68 | 11,52 | 18,18 |
| Угловая стойка | 122 | 2,75 | 4,4 | 4,08 | 4,57 | 4,77 | 6,06 | 6,72 | 8,68 | 8,52 |
| | 127 | 3,86 | 4,69 | 4,51 | 4,8 | 5,67 | 6,17 | 7,77 | 7,7 | 9,04 |
| Верхняя обвязка | 168 | 7,02 | 6,86 | 7,63 | 7,02 | 6,82 | 8,15 | 9,89 | 13,61 | 14,89 |
| | 177 | 0,56 | 0,91 | 3,5 | 0,77 | 1,51 | 1,44 | 1,48 | 1,43 | 1,62 |
| | 185 | 10,09 | 7,29 | 8,66 | 7,84 | 7,83 | 7,86 | 10,19 | 10,82 | 14,01 |
| Боковая стойка | 143 | 12,07 | 16,29 | 12,5 | 14,59 | 15,68 | 19,73 | 24,61 | 23,98 | 46,05 |
| | 244 | 1,01 | 1,64 | 1,79 | 3,12 | 26,52 | 2,28 | 4,54 | 5,08 | 8,14 |
| | 272 | 18,59 | 16,34 | 19,46 | 17,02 | 17,88 | 19,97 | 23,36 | 34,00 | 39,61 |
| Торцевая стена | 195 | 6,64 | 6,56 | 8,32 | 8,12 | 9,21 | 10,62 | 12,05 | 15,69 | 21,34 |
| | 204 | 9,92 | 9,98 | 11,05 | 10,96 | 11,12 | 12,16 | 12,48 | 12,15 | 25,74 |
| | 213 | 1,8 | 3,29 | 3,44 | 3,43 | 3,71 | 4,62 | 7,48 | 6,9 | 13,86 |
| | 219 | 2,12 | 2,7 | 3,75 | 2,94 | 10,76 | 4,53 | 6,31 | 6,62 | 12,78 |
| Крышка люка | 257 | 15,2 | 15,77 | 15,79 | 16,01 | 16,32 | 16,38 | 15,93 | 15,35 | 16,2 |
| | 292 | 2,2 | 3,05 | 2,78 | 2,92 | 3,31 | 4,2 | 4,42 | 4,39 | 5,6 |
| Крышка люка | 319 | 3,62 | 5,07 | 5,04 | 5,36 | 5,98 | 8,33 | 9,5 | 9,9 | 13,8 |
| | 320 | 1,58 | 2,8 | 2,79 | 3,06 | 4,11 | 6,49 | 7,2 | 7,13 | 8,29 |

Таблица П. Ж.3 – Суммарные напряжения в элементах кузова по III режиму, полученные по результатам ходовых прочностных испытаний вагона-цистерны модели 15-1900 на тележках модели 18-1711, МПа

| Зона исследования | № тензорезистора | Максимальные динамические напряжения $\sigma_{дин}$, МПа | Напряжения от вертикальной статической нагрузки $Q_{бр1}$, МПа | Напряжения от рабочего давления $P_{раб}$, МПа | Суммарные напряжения по III режиму, МПа | Допускаемые напряжения по III режиму $[\sigma_{III}]$, МПа |
|---------------------------------------|------------------|---|---|---|---|---|
| Хребтовая балка | 170 | 14,3 | 20,22 | 19,07 | 53,59 | 210 |
| | 182 | 9,81 | 28,12 | 4,40 | 42,33 | 210 |
| Шкворневая балка | 199 | 26,11 | 66,12 | 1,24 | 93,47 | 210 |
| | 205 | 12,4 | 37,66 | 7,06 | 57,12 | 210 |
| | 210 | 12,73 | 38,16 | 5,94 | 56,83 | 210 |
| | 217 | 13,13 | 35,03 | 1,86 | 50,02 | 210 |
| Передние балки и другие элементы рамы | 191 | 13,97 | 25,66 | 1,43 | 41,06 | 210 |
| | 225 | 15,51 | 27,96 | 2,97 | 46,44 | 210 |
| | 229 | 5,9 | 23,35 | 3,22 | 32,47 | 210 |
| Верхние листы обечайки котла | 56 | 20,22 | 28,84 | 0,43 | 49,49 | 210 |
| | 60 | 22,93 | 31,29 | 1,49 | 55,71 | 210 |
| Другие элементы котла | 23 | 8,11 | 15,19 | 0,81 | 24,11 | 195 |
| | 27 | 10,23 | 9,92 | 2,17 | 22,32 | 195 |
| | 39 | 10,91 | 26,08 | 1,61 | 38,6 | 195 |
| | 53 | 11,67 | 17,49 | 4,77 | 33,93 | 195 |
| | 76 | 45,16 | 79,77 | 9,48 | 134,41 | 195 |
| | 92 | 59,62 | 73,48 | 8,32 | 141,42 | 195 |
| | 117 | 14,75 | 9,97 | 4,95 | 29,67 | 195 |
| | 111 | 13,68 | 13,81 | 6,38 | 33,87 | 195 |
| | 146 | 9,99 | 16,41 | 32,02 | 58,42 | 195 |
| | 142 | 13,68 | 18,56 | 1,30 | 33,54 | 195 |

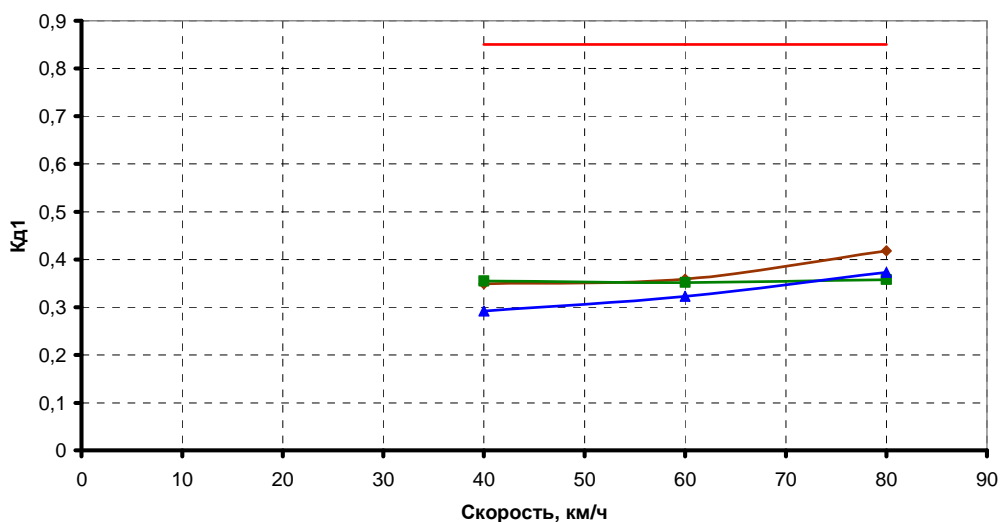
Таблица П. Ж.4 – Суммарные напряжения в элементах кузова по III режиму, полученные по результатам ходовых прочностных испытаний полувагона модели 12-1905 на тележках модели 18-1711, МПа

| Зона исследования | № тензорезистора | Максимальные динамические напряжения $\sigma_{дин}$, МПа | Напряжения от вертикальной статической нагрузки $Q_{опл}$, МПа | Суммарные напряжения по III режиму, МПа | Допускаемые напряжения по III режиму $[\sigma_{III}]$, МПа |
|---|------------------|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Хребтовая балка | 16 | 8,09 | 12,71 | 20,80 | 210 |
| | 19 | 13,66 | 38,50 | 52,16 | 210 |
| | 25 | 12,46 | 41,28 | 53,74 | 210 |
| | 31 | 18,28 | 38,50 | 56,78 | 210 |
| | 34 | 56,2 | 46,60 | 102,80 | 210 |
| | 43 | 59,63 | 51,11 | 110,74 | 210 |
| | 67 | 17,93 | 43,83 | 61,76 | 210 |
| | 73 | 7,29 | 27,75 | 35,04 | 210 |
| | 75 | 7,71 | 26,13 | 33,84 | 210 |
| Шкворневая (кроме нижнего листа) балка | 92 | 23,13 | 89,16 | 112,29 | 210 |
| | 101 | 16,58 | 7,98 | 24,56 | 210 |
| Нижний лист шкворневой балки | 79 | 47,86 | 88,11 | 135,97 | 205 |
| | 82 | 35,75 | 84,29 | 120,04 | 205 |
| | 94 | 30,22 | 78,87 | 109,09 | 205 |
| Поперечная (кроме верхнего листа) балка | 128 | 18,18 | 63,03 | 81,21 | 220 |
| Верхний лист поперечной балки | 122 | 8,68 | 37,81 | 46,49 | 205 |
| | 127 | 9,04 | 42,66 | 51,70 | 205 |
| Угловая стойка | 168 | 14,89 | 53,77 | 68,66 | 220 |
| | 177 | 1,62 | 3,58 | 5,20 | 220 |
| | 185 | 14,01 | 91,36 | 105,37 | 220 |
| Верхняя обвязка | 143 | 46,05 | 57,94 | 103,99 | 220 |
| | 244 | 8,14 | 86,96 | 95,10 | 220 |
| | 272 | 39,61 | 52,38 | 91,99 | 220 |
| Боковая стойка | 195 | 21,34 | 80,49 | 101,83 | 195 |
| | 204 | 25,74 | 76,32 | 102,06 | 195 |
| | 213 | 13,86 | 98,76 | 112,62 | 195 |
| | 219 | 12,78 | 97,25 | 110,03 | 195 |
| Торцевая стена | 257 | 16,2 | 39,32 | 55,52 | 220 |
| | 292 | 5,6 | 18,61 | 24,21 | 220 |
| Крышка люка | 319 | 13,8 | 113,79 | 127,59 | 195 |
| | 320 | 8,29 | 73,43 | 81,72 | 195 |

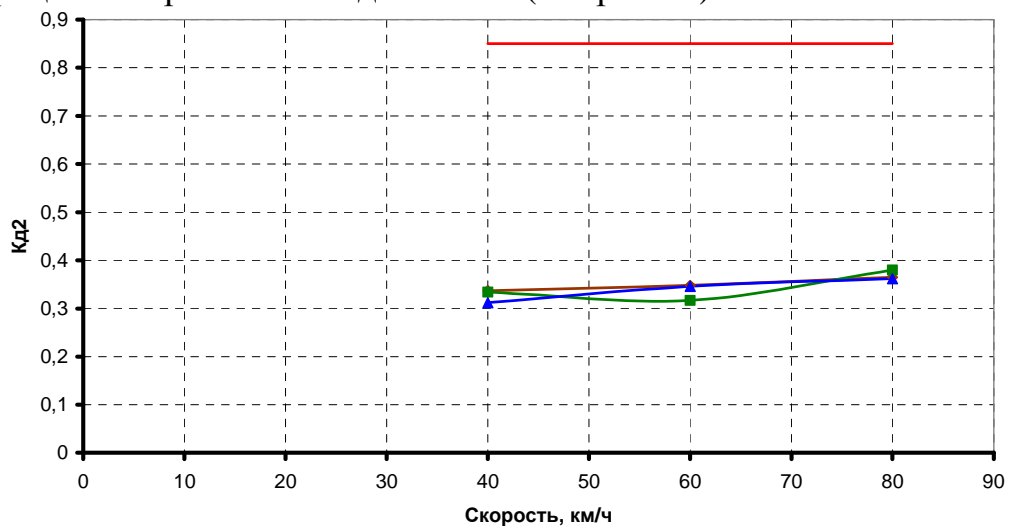
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Результаты сравнительных ходовых динамических испытаний полувагонов на тележках разной конструкции

a – Коэффициент вертикальной динамики (Сторона 1)



б – Коэффициент вертикальной динамики (Сторона 2)



в – Коэффициент горизонтальной динамики

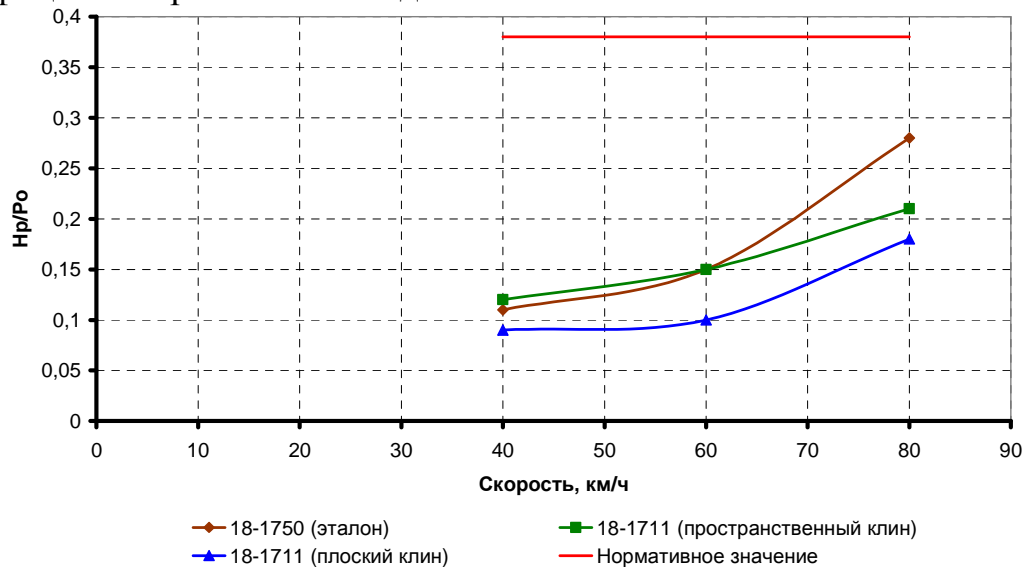
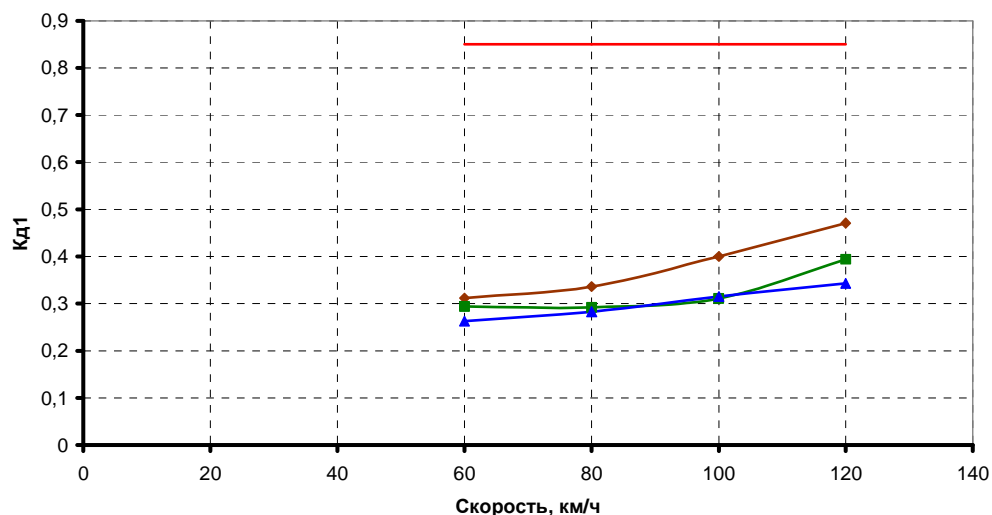
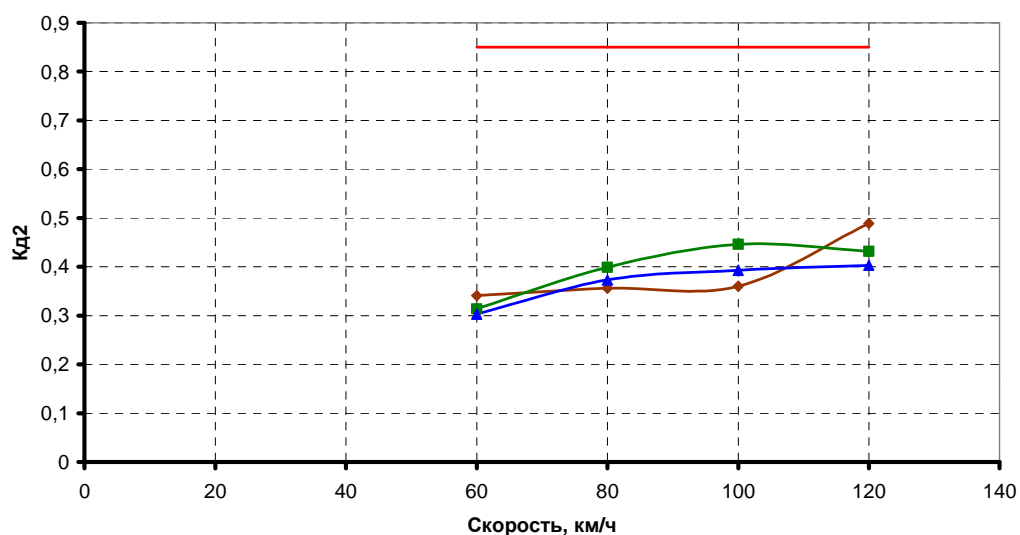


Рис. П.3.1 – Динамические показатели полувагонов при движении в кривой 350 м

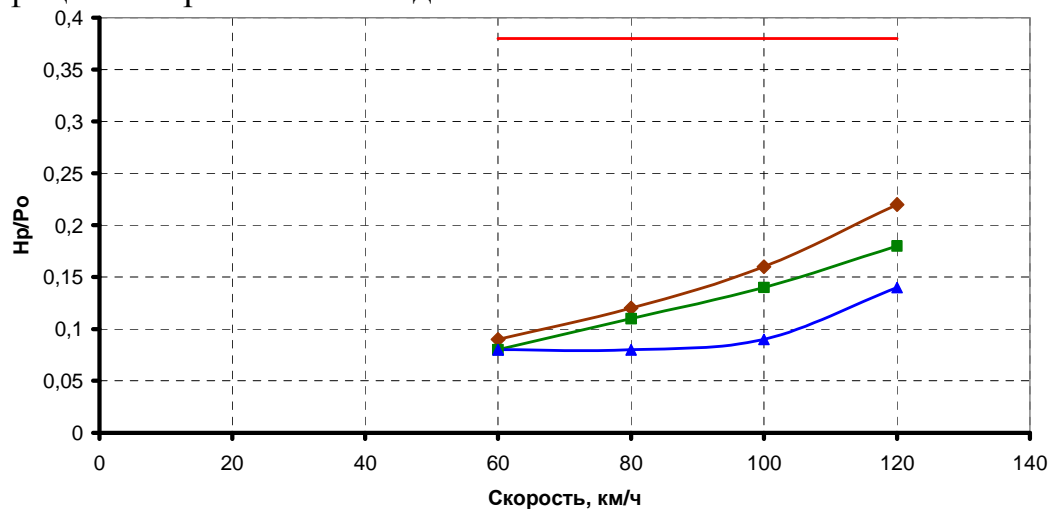
a – Коэффициент вертикальной динамики (Сторона 1)



б – Коэффициент вертикальной динамики (Сторона 2)



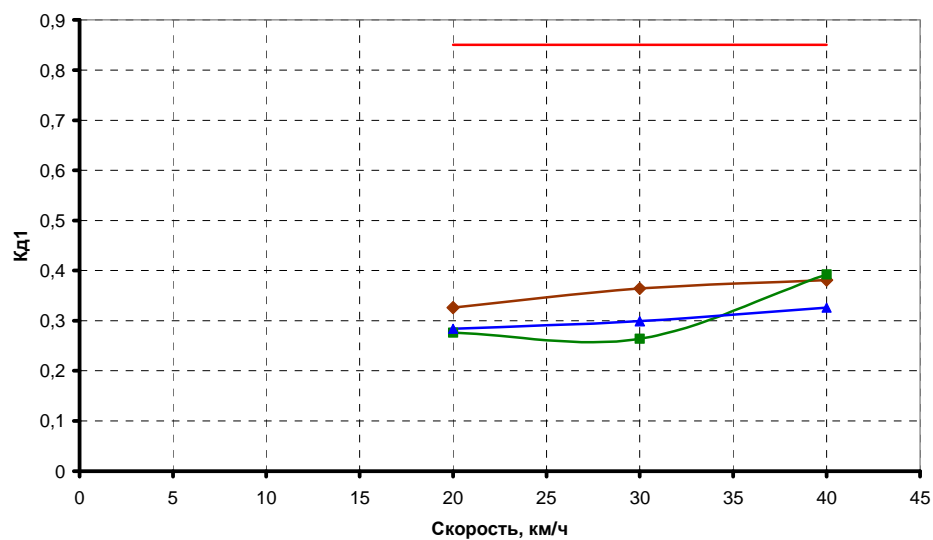
в – Коэффициент горизонтальной динамики



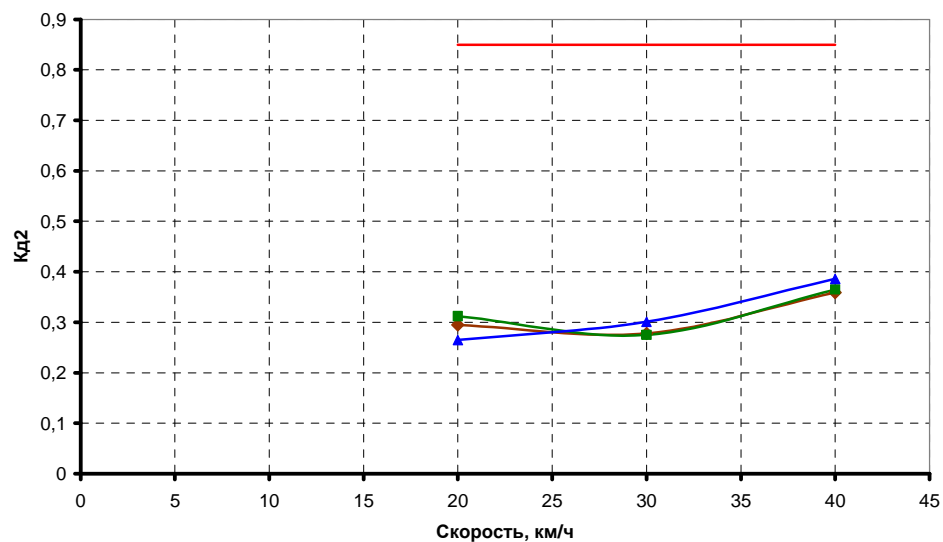
◆ 18-1750 (эталон) ■ 18-1711 (пространственный клин)
▲ 18-1711 (плоский клин) — Нормативное значение

Рис. П. 3.2 – Динамические показатели полувагонов при движении в кривой 650 м

a – Коэффициент вертикальной динамики (Сторона 1)



б – Коэффициент вертикальной динамики (Сторона 2)



в – Коэффициент горизонтальной динамики

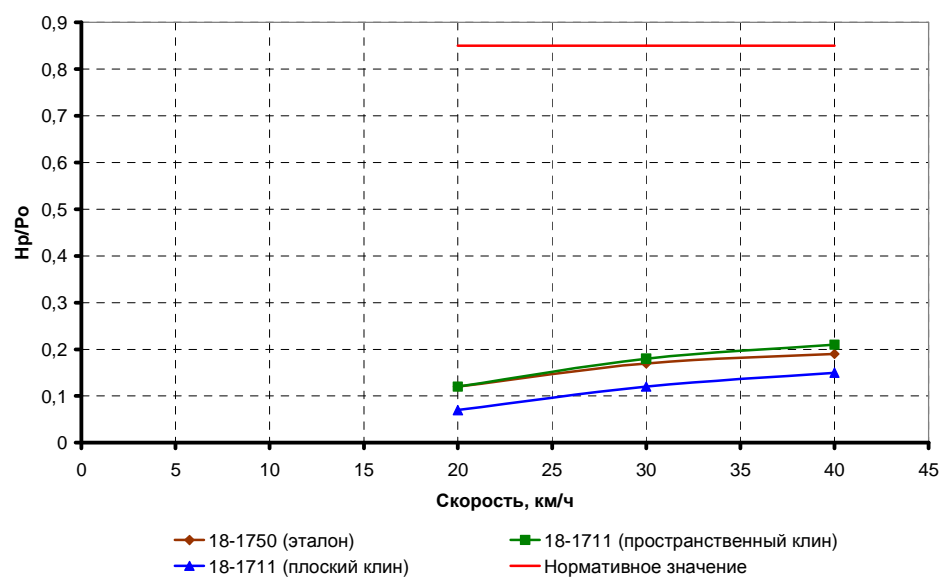


Рис. П. 3.3 – Динамические показатели полувагонов при движении по стрелочным переводам

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Перечень оборудования использованного при проведении исследований

Таблица П. И.1 – Перечень оборудования использованного при проведении исследований

| Назначение средства испытаний | Наименование средства испытаний | Характеристика средств испытаний (диапазон измерений, погрешность) |
|--|--|--|
| 1 | 2 | 3 |
| Измерение массы балок, рам | Весы электронные крановые ВЕК-5К зав. №292, | (0,04...5) т Погрешность в диапаз. (0,04...2) т ± 2 кг |
| Создание статических нагрузок | Устройство для испытаний узлов железнодорожной техники (силовая рамка) зав. № 03 | Усилие максимальное-4,0 МН |
| | Домкрат Д 320 В 160 П зав. № 6.5, инв. № 08857 зав.№050803 | Усилие до 3,2 МН Погрешность ±3,0% |
| | Домкрат ДГ-100-2 зав №575 | Усилие до1,0 МН Погрешность ±3,0% |
| | Насосная станция НЭ 63Р-1-25-1 зав. №417904 | Давление до 63 МПа |
| | Приспособление для испытаний рамы боковой черт.6ПР.8635.000 | Расстояние между центрами опор 1850 мм |
| | Приспособление для испытаний наддрессорной балки черт. 6ПР 8636.000 | Расстояние между центрами опор 2036 мм |
| Контроль усилия | Динамометр образцовый сжатия ДОС-50 зав. №284 | (0...500) кН 3-й разряд Кл. точности - 1,5 |
| | Манометр МТИ зав. №52553 | (0...100) МПа Кл. точности - 1,0 |
| | Манометр МТП-160 зав. №1443638 | (0...100) МПа Кл. точности - 1,5 |
| | Манометр МТИ зав. №5577 | (0...10) МПа Кл. точности - 0,6 |
| | Манометр МТИ зав. №2109 | (0...25) МПа Кл. точности - 1,5 |
| Контроль времени действия испытательных нагрузок | Секундомер типа СОПр-2а-2-010 зав. № 2943 | (0-60) с, (0-30) мин цена деления 0,2 с Кл. точности 2,0. |
| Измерение деформаций | Тензорезисторы КФ-5П1-10-200-А-12 ТУ 3.06. Укр.7710-0001-93 | Партия № 783 Сопротивление 200,5 Ом Коэффициент тензочувствительности – 2,07 |

Продолжение таблицы П. И.1

| 1 | 2 | 3 |
|----------------------------|--|---|
| | Система информационно - измерительная тензометрическая СИИТ-3 зав. № 600 зав. №027 | Число каналов - 100 R= (100 - 400) Ом Погрешность - $\pm 1,5\%$ |
| Параметры окружающей среды | Термогигрометр ВТ-1, зав. № 09.0710 | Диапазон измерения: от $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+65\text{ }^{\circ}\text{C}$; (0-100)% Погрешность- $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\pm 4\%$ |
| | Измерительная система М1000 | Диапазон измерений, мВ/В: $\pm 0,1$; $\pm 0,2$; $\pm 0,5$; $\pm 1,0$; $\pm 2,0$; $\pm 5,0$; ± 10 ; ± 20 ; ± 50 . Стабильность нуля 0,1 %/ 8 часов. Напряжение питания датчиков 4 В $\pm 5\%$. Выходное напряжение ± 2 В. Диапазон частот (0 - 550) Гц. Линейность амплитудной характеристики при имитации статической деформации 0,9 % |
| | Аналогово-цифровой преобразователь, модуль Е-330 | Диапазоны входного сигнала $\pm 1,024$ В, $\pm 2,56$ В, $\pm 5,12$ В; погрешность измерения $a = \pm (0,8 - 1,2)$ МЗР |

Продолжение таблицы П. И.1

| 1 | 2 | 3 |
|---|--|---|
| | USB-осциллограф "IRIS" | <p>Полоса пропускания (0 - 10) кГц.</p> <p>Отн. погрешность $\pm 5,0$ % при измерении амплитуды в диапазоне (0,1 - 20) В; $\pm 0,3$ % при измерении часовых интервалов в диапазоне от 0,1 мс до 5 с</p> |
| | <p>Аппаратура тензометрическая на несущей частоте 8-АНЧ-26</p> | <p>Количество каналов - 8.</p> <p>Диапазон частот измеряемых сигналов при:</p> <p>$f_n = 10000$ Гц (0 - 1500) Гц</p> <p>$f_n = 20000$ Гц (0 - 7000) Гц</p> <p>Погрешность от разноточности чувствительности к сигналам разной мощности:</p> <p>0,1 % при $f_n = 10000$ Гц</p> <p>0,2 % при $f_n = 20000$ Гц</p> <p>Погрешность от взаимовлияния между каналами:</p> <p>0,2 % при $f_n = 10000$ Гц</p> <p>0,4 % при $f_n = 20000$ Гц</p> |
| | Аналого-цифровой преобразователь Е14 – 440 | <p>Количество каналов - 32.</p> <p>Погрешность $\pm 0,05$ %</p> |

Продолжение таблицы П. И.1

| 1 | 2 | 3 |
|---|--|---|
| Проведение ходовых динамических и прочностных испытаний | Участки ж.д. пути | Колея 1520 мм, Протяженность 96 км |
| | Вагон-лаборатория с измерительной аппаратурой (№ 04880118) | Осей - 4 Тара 50 т Длина, м: по осям автосцепок - 24,57 кузова - 23,6 Мощность дизель-генератора - 8 кВт Напряжение - 220 В Частота - 50 Гц |
| Измерение скорости движения поезда | АПК «Скорость» | Диапазон измерения скорости движения 5-200 км/ч Диапазон измерения протяженности пройденного пути 0,001 - 1000 км Относительная погрешность измерения $\pm 2\%$ |
| Измерение прогиба рессорных комплектов | Датчик перемещения ВІW1-А310-М0075 | Диапазон измерений (0 – 75) мм Погрешность $\pm 1\%$ |
| Измерение ускорения | Датчик ускорения ПДУ-5 | Диапазон измерений (0 – 50) м/с ² Погрешность $\pm 10\%$ |

ПРИМЕЧАНИЕ: Применявшиеся при испытаниях и контроле оборудование было поверено и аттестовано в установленном порядке.

ПРИЛОЖЕНИЕ К
Акты внедрения результатов



пл. Машинобудівельників, 1, Телетайп: 107167 "АЗОВ"
 м. Маріуполь, Україна, 87535 Телефакс: +38 (0629) 53-89-66
 E-mail: info@azovmash.com.ua Телефон: +38 (0629) 56-09-60

пл. Машиностроителей, 1, Телетайп: 107167 "АЗОВ"
 г. Мариуполь, Украина, 87535 Телефакс: +38 (0629) 53-89-66
 E-mail: info@azovmash.com.ua Телефон: +38 (0629) 56-09-60

УТВЕРЖДАЮ:

Первый заместитель Генерального
 директора по научно-техническому
 развитию, Д.Т.Н.



В.М.Бубнов

Акт

внедрения результатов диссертационной работы
 Манкевича Николая Борисовича

Разработанные непосредственно Манкевичем Н.Б. математические модели нагруженного состояния и конечно-элементные модели литых деталей двухосной тележки грузовых вагонов позволяет с высокой точностью определять их напряженно-деформированное состояние (НДС) от эксплуатационных нагрузок, при этом точно учитывать влияние на НДС деталей устройство их конструктивных элементов. Результаты расчетов и испытаний на прочность литых деталей тележки показывают высокую сходимость. С использованием данных моделей, на основе результатов анализа существующих конструктивных решений по усилению литых деталей тележек, в Головном специализированном конструкторском бюро (ООО «ГСКБВ им. В.М.Бубнова») спроектированы: надресорная балка 1711.00.151 и боковая рама 1750.00.102 с повышенным коэффициентом усталостной прочности для тележки типа 3, ГОСТ 9246 модели 18-1711, унифицированные по монтажным размерам с тележкой типа 2, ГОСТ 9246 модели 18-100 и ее аналогами.

В настоящее время созданная тележка прошла полный комплекс испытаний, сертифицирована в ССФЖТ и проходит подконтрольную эксплуатацию. Ее серийное производство освоено на ПАО «Азовобшемаш» и ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ». Унифицированная боковая рама 1750.00.102 производится серийно на ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ» и применяется для

установки в тележку модели 18-1750 (аналога серийной тележки 18-100) выпускаемую серийно на ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ», ПАО «Азовобщемаш», (Украина) и ОАО «Армавирский завод тяжелого машиностроения» (Россия).

Усовершенствованная Манкевичем Н.Б. математическая модель пространственных колебаний грузовых вагонов, в отличие от существующих позволяет учитывать особенности конструкции клиновых гасителей колебаний. На основе полученных результатов моделирования динамики грузовых вагонов основных типов (полувагон, вагон-цистерна, крытый вагон) с разной конструкцией клиновой системы в ООО «ГСКБВ им. В.М. Бубнова» определено рациональное сочетание силовой характеристики пружинного комплекта рессорного подвешивания с конструкцией клиновой системы гашения колебаний тележки модели 18-1711.

На базе тележки модели 18-1711 при участии Манкевича Н.Б. в ООО «ГСКБВ им. В.М. Бубнова» спроектированы: вагон-цистерна для нефтепродуктов модели 15-1900 и полувагон модели 12-1905. Данные вагоны прошли процедуру постановки на производство на ПАО «Азовобщемаш» и сертифицированы в ССФЖТ.

Результаты проведенных исследований легли в основу технических решений по разработке в ООО «ГСКБВ им. В.М. Бубнова» проекта тележки типа 2 ГОСТ 9246 модели 18-1825 для инновационных грузовых вагонов. Данная тележка успешно проходит комплекс предварительных испытаний.

Общий экономический эффект от внедрения предложенных Манкевичем Н.Б. разработок ориентировочно составляет 1,52 млн. грн. на одну тысячу грузовых вагонов.

Технический директор
ПАО «Азовобщемаш»



Я.Н.Дмитренко

Заместитель главного инженера
ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ»



И.Н.Гриженко

Начальник отдела новой техники
ООО «ГСКБВ им. В.М. Бубнова»



А.Н.Назаренко



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2. Тел. (056) 776-59-47, 793-19-00 (залізн.)

Факс: (0562) 47-18-66. E-mail: dnuzt@diit.edu.ua

05.12.13 № 13-02/2236-21/3

на № _____

060226

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор університету з
науково-педагогічних та
соціально-економічних питань,
кандидат економічних наук, доцент

М.М. Жовтонога

Акт

впровадження результатів дисертаційної роботи
аспіранта Манкевича Миколи Борисовича

Основні положення дисертаційної роботи Манкевича М.Б., за темою: «Удосконалення конструкції литих деталей візків вантажних вагонів», що стосуються розробки сучасних конструкцій візків вантажних вагонів, удосконалення методів проектування та розрахунків на міцність литих деталей візків вантажних вагонів, основні результати теоретичних та експериментальних досліджень динамічних та міцнісних властивостей вантажних вагонів на візках різних конструкцій, впроваджено в навчальний процес для студентів освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр» і «Спеціаліст» за напрямом 6.070105 - рухомий склад залізниць, зі спеціальності «Вагони та вагонне господарство», при викладанні дисциплін «Вагони», «Динаміка вагонів», «Математичні методи та моделі спеціальних задач».

Заступник завідуючого
кафедрой «Вагони та вагонне
господарство»,
кандидат технічних наук, доцент

Л.А. Мурадян