

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Российский университет транспорта»  
РУТ (МИИТ)

На правах рукописи

Гасюк Александр Сергеевич

**ОЦЕНКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ  
ЛОКОМОТИВОВ ПО РЕСУРСУ ИХ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук  
Оганьян Эдуард Сергеевич

Москва – 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА.....	12
1.1 Основные требования и принципы безопасности эксплуатации железнодорожного подвижного состава. Критерии и показатели технического состояния конструкций локомотивов.....	12
1.1.1 Принципы обеспечения и повышения безопасности эксплуатации железнодорожной техники.....	19
1.1.2 Показатели механической безопасности.....	25
1.1.3 Основные задачи определения ресурса.....	30
1.2 Анализ повреждаемости элементов конструкций локомотивов.....	33
1.3 Выводы по разделу 1.....	46
2 ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЛОКОМОТИВОВ.....	47
2.1 Исследование характеристик сопротивления много- и малоцикловой усталости типовых узлов конструкций.....	47
2.1.1 Исследования характеристик материалов и конструкционных элементов.....	47
2.1.2 Испытания базовых узлов в эксплуатационных условиях.....	55
2.2 Компьютерное моделирование нагруженности несущих конструкций локомотива.....	62
2.3 Выводы по разделу 2.....	75
3 Формирование типовых спектров нагружения базовых частей локомотивов.....	76
3.1 Методические предпосылки.....	76
3.2 Формирование спектра нагружения рамы тележки магистрального грузового тепловоза 2ТЭ25К.....	80
3.3 Формирование спектра нагружения главной рамы и и рамы тележки маневрового тепловоза ТЭМ2.....	89

3.4	Выводы по разделу 3.....	96
4	МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ ЛОКОМОТИВА.....	97
4.1	Анализ методов расчета долговечности и ресурса деталей машин.....	97
4.1.1	Методика расчета долговечности по заданной вероятности разрушения (вероятностный метод).....	98
4.1.2	Методика расчета ресурса на основе решения уравнения кривой усталости (аналитический метод).....	103
4.2	Выводы по разделу 4.....	108
5	Практика применения методик расчета долговечности и ресурса экипажной части локомотива.....	109
5.1	Расчет ресурса бесчелюстной рамы тележки локомотива вероятностным методом.....	109
5.2	Расчет ресурса бесчелюстной рамы тележки локомотива аналитическим методом.....	114
5.3	Расчет ресурса главной рамы локомотива по деформационным критериям малоциклового усталости .....	117
5.4	Выводы по разделу 5.....	123
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	124
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	127
	ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	144
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	156

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы исследования**

Опыт эксплуатации ответственных конструкций показывает, что при достигнутом уровне научных разработок, технологических и конструкторских решений еще возможны повреждения, отказы и аварии железнодорожного подвижного состава (ПС).

Спроектированные, построенные и принятые в эксплуатацию объекты испытывают различные внешние (природные и физические) и внутренние (функциональные или технологические) воздействия. Несущие конструкции объектов деградируют, изнашиваются, стареют, вследствие чего их эксплуатационные качества ухудшаются и с течением времени ( $\tau = \tau_{\phi} \leq \tau_{cc}$ ) они перестают отвечать своему назначению.

При этом важно подчеркнуть, что указанные дефекты часто происходят в тот отрезок времени ( $\tau_{\phi}$ ), когда назначенный срок службы ( $\tau_{cc}$ ) поврежденных или разрушенных объектов не был исчерпан, а иногда не превышал 10-20 %. Это указывает на то, что при традиционном назначении сроков службы по экономическим (по объему амортизационных отчислений) критериям не учитывались отмеченные факторы производства и эксплуатации.

В связи с одновременным увеличением интенсивности эксплуатации и весовых норм поездов, а также сложившаяся ситуация со старением парка тягового подвижного состава, требования безопасности делают актуальным научно обоснованное установление назначенного срока службы локомотивов, а также стала очевидной необходимость назначения сроков службы на основе расчетного и экспериментально подтвержденного ресурса безопасной эксплуатации объекта [125].

Под действием циклических нагрузок прочностные свойства металла деталей и конструкций экипажной части тягового подвижного состава (рам тележек, главных рам и кузовов, шкворней, деталей колесных пар и др.) деградируют, снижает-

ся их сопротивление усталости, повышаются предел текучести, хрупкость материала, что может привести к их разрушению.

В результате, для длительно эксплуатирующихся объектов железнодорожной техники возникает необходимость обоснования возможности их дальнейшей надежной эксплуатации. Это требует установления фактического технического состояния объектов с учетом накопленных в процессе эксплуатации циклических, временных, коррозионных повреждений и износа. Кроме этого необходима оценка влияния основных конструктивных и технологических факторов, изменяющих свойства материала и определяющих наступление предельных состояний критических элементов базовых частей локомотива. На этой основе следует разработать методы оценки, восстановления и прогнозирования ресурса.

### **Степень разработанности темы**

Разработке методов исследований и решению проблем определения долговечности и ресурса в машиностроении посвящены труды многих ученых. Они нашли свое отражение в монографиях, учебниках и научных работах. Значительный вклад в развитие этой области внесли отечественные ученые: П.С. Анисимов, Д.Я. Антипин, С.В. Беспалько, А.П. Буйносов, Ю.П. Бороненко, Г.М. Волохов, Н.Н. Воронин, В.В. Кобищанов, В.А. Косарев, В.С. Коссов, В.Н. Котуранов, В.П. Ларионов, В.В. Лепов, Г.С. Михальченко, Г.И. Нестеренко, Е.Н. Никольский, Л.Н. Никольский, А.М. Орлова, Г.И. Петров, В.С. Плоткин, Д.Ю. Погорелов, Е.К. Почтенный, В.Л. Райхер, В.И. Сакало, А.Н. Савоськин, М.Н. Степнов, Л.А. Сосновский, В.Т. Трощенко, В.Н. Филиппов, В.Д. Хусидов, Ю.М. Черкашин и многие другие.

В своей работе автор опирался на исследования, которые проводились в научно-исследовательских организациях и ВУЗах ВНИИЖТ, ИМАШ РАН, ВНИКТИ, МИИТ, ПГУПС, БИТМ и др. и труды отечественных ученых: В.В. Болотина, Л.Р. Ботвиной, Б.Б. Бунина, А.А. Буханцева, И.В. Гадиной, А.В. Григорьева, А.С. Гусева, В.П. Когаева, В.В. Кочергина, П.И. Кудрявцева, С.Г. Лебединского, Н.А. Махутова, Б.А. Мейснера, Е.М. Морозова, Г.В. Москвитина, В.В. Москвичева, М.Н. Овечникова, Э.С. Оганьяна, В.Н. Огуенко, В.З. Партона,

И.М. Петровой, А.Н. Романова, А.В. Саврухина, С.В. Серенсена, А.В. Сухова, А.В. Третьякова, А.П. Шлюшенкова, Р.М. Шнейдеровича, В.Б. Цкипуришвили и других.

Для решения поставленных задач автор использовал также научные основы, заложенные зарубежными исследователями, среди которых: Дж. Коллинз, С. Мэнсон, Ю. Мураками, Г. Нейбер, Р.Е. Петерсон, П. Пэрис, М.А. Майнер.

Проведенный обзор работ показал, что они в основном посвящены вопросам динамики и прочности подвижного состава, долговечности деталей машин и оборудования, поведению материалов и конструкций под действием постоянных, переменных и динамических нагрузок, работе в условиях температурных и агрессивных сред, воздействия производственно-технологических и климатических факторов. В их развитие представляется целесообразным проведение исследований условий накопления повреждений, достижения предельных состояний и разрушения высоко-нагруженных конструктивных элементов в зависимости от характера силовых и временных воздействий и наработки при эксплуатации подвижного состава и локомотивов.

### **Цель и задачи**

Целью работы является обеспечение безопасной эксплуатации локомотивов, на основе расчетно-экспериментальной оценки и прогнозирования ресурса их базовых частей.

В соответствии с поставленной целью в работе решаются следующие задачи.

1 Исследование характеристик сопротивления много- и малоцикловой усталости типовых узлов конструкций локомотивов, в том числе после длительной эксплуатации.

2 Анализ фактического состояния и изменения механических свойств материала.

3 Исследование нагруженности несущих конструкций локомотива в натуральных условиях и на виртуальных моделях.

4 Формирование типовых спектров нагружения базовых частей локомотивов.

5 Расчетно-экспериментальная оценка и прогнозирование ресурса деталей с учетом временных факторов (процессы изменения нагрузок, деградация свойств материала) и условий эксплуатации (интенсивности и случайности воздействий).

На железнодорожном транспорте, особенно в тяжеловесном и скоростном движении, определяющими в ближайшей перспективе, наряду с прочностью и надежностью, становятся показатели ресурса и вероятности разрушения деталей и элементов конструкций за срок их службы.

В числе первоочередных задач в изучении работоспособности тягового подвижного состава железнодорожного транспорта должны быть:

- определение фактического состояния металла, анализ дефектов и изменения механических свойств материала;
- установление или уточнение внешних нагрузок, действующих на элементы объекта, исходя из реальных условий, в том числе климатических;
- анализ напряженно-деформированного состояния высоконагруженных несущих деталей;
- оценки прочности, износостойкости, повреждаемости, ресурса;
- выработка мер и рекомендаций по мониторингу, диагностике и оперативному анализу состояния элементов технических систем с целью своевременного принятия решений по предотвращению развития повреждения и обеспечения возможности дальнейшей безопасной эксплуатации.

### **Научная новизна**

Научная новизна работы заключается:

- в разработке методики оценки ресурса и его исчерпания на этапах жизненного цикла объекта по вероятностным параметрам его прочности и нагруженности;
- в установлении зависимости нормируемых показателей прочности от интенсивности эксплуатации локомотива;
- в разработке и применении типовых спектров нагруженности несущих конструкций локомотивов.

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ) на кафедре «Тяговый подвижной состав». Она является частью большого комплекса научно-исследовательских работ по планам НТР ОАО «РЖД», в которых автор принимал непосредственное участие:

- динамико-прочностные ходовые и стендовые испытания тепловоза 2М62 (М62) и рам тележек с наработкой от постройки 25-30 лет [44];
- разработка типовых спектров эксплуатационной нагруженности несущих конструкций экипажных частей локомотивов для оценки их ресурса [113];
- определение остаточного ресурса рамы тележки и кузова (главной рамы) тепловоза ЧМЭЗ в/и [109];
- расчетно-экспериментальная оценка ресурса тепловозов серии М62 и его модификаций (2М62 в/и, 3М62 в/и, ДМ62) на тележках челюстного и бесчелюстного типов [111].

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

Отказы несущих конструкций локомотивов могут угрожать нарушению безопасности и привести к большому экономическому ущербу. В современных условиях стала очевидной необходимость перехода от назначения сроков службы подвижного состава по объему амортизационных отчислений к определению его предельного состояния на основе рассчитанного, научно-обоснованного и экспериментально подтвержденного ресурса безопасной эксплуатации. Использование результатов выполненных исследований позволит сократить повреждаемость и расходы на ремонт, повысить безопасность эксплуатации локомотива на всех стадиях жизненного цикла, обеспечить снижение до приемлемого значения риска эксплуатации локомотива.

### **Методология и методы исследования**

Предлагаемый подход для решения указанных проблем основан на принципе «безопасной эксплуатации объекта по его техническому состоянию».

Существенным для определения остаточного ресурса ( $\tau_p^0$ ) является исследование фактических номинальных и местных напряжений в элементах конструк-



ций в условиях изменяющихся режимов нагружения. Такие исследования, включающие натурную тензометрию и расчетно-экспериментальное определение механических напряжений, позволяют провести анализ нагруженности объекта, выявить наиболее уязвимые детали и критические элементы конструкций и установить возможные причины их повреждений.

Принципиально важной задачей является также оценка остаточного ресурса высокорискового объекта как после различных степеней выработки назначенного срока службы, так и за его пределами. В некоторых важных отраслях (авиационной, энергетической, строительной, нефтегазовой) речь идет о необходимости продления сроков службы объектов на 100 % и более по сравнению с первоначально назначенным [71].

Проблемы исходного, назначенного, остаточного и продленного ресурсов стали одним из доминирующих в современной научно-технической и социально-экономической политике отдельных отраслей еще и потому, что в последние годы стали снижаться экономические и технологические возможности планового вывода из эксплуатации опасных производственных и технологически сложных объектов промышленности и транспорта после выработки ими назначенного срока службы [68].

Таким образом, проблема ресурса несущих конструкций подвижного состава и ответственных деталей железнодорожной техники на всех этапах жизненного цикла, их расчет и экспериментальное подтверждение для поддержания работоспособного состояния, являются актуальными.

### **Положения, выносимые на защиту**

1 Методы проведения экспериментальных исследований в стендовых и эксплуатационных условиях и формирования типовых спектров нагружения базовых частей локомотивов.

2 Методики расчета долговечности и ресурса конструкций локомотива по допускаемой вероятности разрушения на основе скорректированной линейной гипотезы суммирования повреждений и аналитического решения уравнений кривой усталости.

3 Оценка долговечности и ресурса конструкций локомотива по деформационным критериям малоциклового усталости.

### **Степень достоверности и апробация результатов работы**

Достоверность научных положений и выводов обеспечивается корректным использованием численных и аналитических методов и подтверждена совпадением результатов теоритических и экспериментальных исследований, а также опытом эксплуатации локомотивов.

Примененные в работе математические модели верифицировались на основе сопоставления с результатами натурных экспериментов, а достоверность результатов теоритических исследований обеспечивалась использованием апробированных актуализированных методик.

Основные положения диссертации докладывались и одобрены на Международной конференции «Живучесть и конструкционное материаловедение» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2016), XIV Международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» (г. Санкт-Петербург, ПГУПС, 2019), Международном конкурсе научных, научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие и освоение Арктики и континентального шельфа (г. Санкт-Петербург, Министерство энергетики России, 2019), Международной научной конференции «Научные основы и технологии повышения ресурса и живучести подвижного состава железнодорожного транспорта» (г. Коломна, АО «ВНИКТИ», 2021), I Международной научно-практической конференции «Наука 1520 ВНИИЖТ: загляни за горизонт» (г. Москва, АО «ВНИИЖТ», 2021).

Основные положения диссертационной работы и научные результаты опубликованы в 15 печатных работах, в том числе шесть в журналах «Тяжелое машиностроение», «Безопасность труда в промышленности», «Железнодорожный транспорт», «Известия ПГУПС», «Известия Транссиба», «Procedia Structural Integrity», «Journal of Machinery Manufacture and Reliability», входящих в перечень рецензируемых изданий, рекомендованных ВАК при Минобрнауки РФ, и две в

журнале «Проблемы машиностроения и надежности машин», входящем в перечень изданий, индексируемых в международной базе цитирования Scopus.

**Личный вклад** соискателя состоит в том, что им проведены расчетно-экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния конструкций с разработкой их конечно-элементных моделей и анализом нагруженности по результатам натурных динамико-прочностных испытаний локомотивов и стендовых испытаний на усталость деталей экипажной части после их длительной эксплуатации, разработана методика расчета долговечности на основе скорректированной линейной гипотезы накопления повреждений, сформированы типовые спектры нагруженности конструкций, рассчитаны ресурсы их безопасной эксплуатации.

## **1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА**

### **1.1 Основные требования и принципы безопасности эксплуатации железнодорожного подвижного состава. Критерии и показатели технического состояния конструкций локомотивов**

Современное развитие проблемы анализа параметров ресурса, сроков службы, условий достижений предельных состояний элементов конструкций, обуславливает необходимость совершенствования действующих традиционных подходов к обеспечению безопасной эксплуатации объектов железнодорожного ПС. В их основу должен быть положен принцип «безопасной эксплуатации объекта по его техническому состоянию». Он определяет необходимость оценки и мониторинга прочности и ресурса в качестве базовых параметров состояния рассматриваемого объекта на всех стадиях жизненного цикла. Вместе с тем требования к прочности, ресурсу и безопасности должны быть определены и обеспечены на стадии проектирования, проверяться на стадии изготовления и испытаний, поддерживаться в процессе эксплуатации.

В основу вкладывается обобщенное представление факторов влияния, воздействий и условий, формирующих напряженно-деформированное и предельное состояния элементов конструкций при механическом взаимодействии деталей и обуславливающих накопление в них повреждений, определяющих прочность, ресурс и живучесть или приводящих к их исчерпанию и отказам, выходам из строя и аварийным ситуациям.

Общепринятым в настоящее время является понятие технического ресурса объекта как временной наработки от начала его эксплуатации или после ремонта до достижения им предельного состояния, установленного нормативно-технической документацией и определяемого расчетом и (или) испытаниями. Для

разных объектов ресурс может выражаться в различных единицах: во времени (секундах, часах, годах работы); в числах (количествах пусков-остановов, циклах нагружения и т.п.); в параметрах опасных воздействий (эксплуатационных, окружающей рабочей или природной среды и прочее).

В количественный анализ вводятся следующие виды ресурса: полный – срок службы до конца эксплуатации вследствие достижения предельного состояния; доремонтный (межремонтный) – срок от ввода в эксплуатацию (после ремонта) до достижения заданного состояния, требующего проведения восстановительного ремонта; остаточный – от рассматриваемой наработки и до отказа (для невозстанавливаемого объекта) или до очередного ремонта.

За предельное состояние принимается состояние, при достижении которого объект:

- перестает удовлетворять комплексу эксплуатационных требований;
- теряет способность сопротивляться внешним или внутренним эксплуатационным воздействиям и разрушается;
- получает недопустимую деформацию, нарушающую дальнейшую эксплуатацию;
- получает местное повреждение в наиболее напряженных зонах.

Дальнейшая эксплуатация объекта при достижении предельного состояния становится недопустимой или нецелесообразной.

Из большого числа предельных состояний объекта по степени возможных последствий выделяют две основные группы: первая – состояния при которых происходит исчерпание несущей способности по прочности, жесткости и (или) усталости объекта при соответствующих комбинациях нагрузок, которые могут привести также к разрушению любого вида (вязкое, хрупкое, усталостное), образованию трещин, превратить объект или его элементы и составные части в неконтролируемый механизм за счет образования, например, пластических шарниров и др.; вторая – состояния, при которых нарушается штатная эксплуатация объекта вследствие появления недопустимых деформаций, вибраций или других отклонений.

Оценка исходного и остаточного ресурсов безопасной эксплуатации объекта производится для его критических элементов, испытывающих при эксплуатации действие механических и иных воздействий в широких диапазонах чисел циклов, уровней напряжений и деформаций, размеров дефектов, воздействий окружающей среды [39].

Подтверждение требуемой прочности конструкции на относительно ранних стадиях проектирования проводится расчетными или расчетно-экспериментальными методами, предусмотренными нормативными требованиями. Для проверки и доработки проводятся также специальные стендовые испытания элементов, узлов, агрегатов и конструкций в целом [18, 24, 92, 96, 99].

С введением в действие Технических регламентов [90, 91] стали актуальными задачи подтверждения безопасности эксплуатации подвижного состава на заданном сроке его службы и стадиях жизненного цикла. Актуализированная под технические регламенты нормативная база в виде стандартов [31, 33-35] оперирует понятиями коэффициентов запаса прочности. Срок же службы любого объекта подвижного состава определяется его наработкой в измеряемом эквиваленте (часы, годы, километры пробега).

В Технических регламентах Таможенного союза о безопасности железнодорожного транспорта [90, 91] имеется требование, согласно которому «безопасность железнодорожного подвижного состава и его составных частей должна обеспечиваться путем установления назначенных сроков службы и (или) ресурсов продукции, а также проведения технических обслуживаний и ремонтов с необходимой периодичностью».

Выполненный на основании этих требований анализ состояния нормативных документов, поддерживающих Технические регламенты, по наличию показателей прочности, надежности и методов оценки ресурса показывает:

- в отношении объектов технического регулирования, требующих обязательной сертификации, существует 296 нормативных документов;
- имеются требования к оценке прочности, надежности;
- требования к определению и оценке ресурса – отсутствуют.

Следовательно, необходима разработка методов расчета, оценки и управления ресурсом объектов железнодорожного транспорта.

Новая методическая база по оценке ресурса и сроков службы, разработанная ОАО «РЖД» и ИМАШ РАН, отражена в ГОСТ Р 57445 [39]. Она предусматривает ограничение эксплуатации по наработке, что тесно связывает понятие ресурса с долговечностью до предельного состояния. Эта связь хорошо прослеживается на примере усталости материала, которая во многих областях машиностроения является одним из основных и поэтому достаточно полно изученных деградиационных процессов [4, 46, 73, 77, 78, 101, 129, 130, 133, 136, 138, 142, 145].

Физически явление усталости материала связано с воздействием на конструкцию переменных во времени нагрузок (напряжений). Особенностью усталости является то, что она проявляется, например, как макротрещина, лишь на конечной стадии исчерпания долговечности. В начальной стадии эксплуатации обнаружить накапливающуюся усталость материала детали не представляется возможным никакими средствами и методами контроля. Важной особенностью усталости материала оказывается ее весьма локальный характер в начале своего развития [1, 12, 15, 45, 54, 55, 76, 87, 110, 129].

По этой причине определение «усталость конструкции», в действительности, означает «уставание» ее отдельных критических мест, представляющих собой зоны концентрации напряжений (сварные швы, отверстия, стыки, галтели, соединения, и т.д.).

В связи с этим, основными задачами для решения проблемы ресурса по условиям усталостной прочности являются [13-15, 20, 22- 26, 32, 36, 39, 59, 72, 74, 100]:

- выявление и установление номенклатуры критических мест конструкции;
- определение предельного состояния для каждого из критических мест;
- определение максимального необнаруживаемого размера повреждения;
- учет характерных режимов, параметров и условий эксплуатации;
- установление средней долговечности от ввода в эксплуатацию до достижения предельного состояния;

– применение необходимых запасов по долговечности в зависимости от процесса эксплуатации, для введения эксплуатационных ограничений по наработке на момент первого осмотра и на интервалы между осмотрами.

Оценка технического состояния объекта представляет собой комплекс экспериментальных и расчетных мероприятий по определению на данной стадии эксплуатации физико-механических характеристик материалов, напряженно-деформированных состояний и повреждаемости несущих и ответственных элементов (деталей) с учетом факторов проектирования, изготовления и эксплуатации объекта с использованием следующих основных параметров, для последующего расчета ресурса [57, 81, 109, 113]:

- параметров нагруженности (силы, деформации, напряжения, частоты их изменения);
- характеристик конструкционных материалов, как основного металла, так и металла сварных соединений;
- параметров дефектов (несплошности металла, трещины, их размеры, зоны расположения и ориентация).

Решение указанных задач может быть обеспечено путем применения комплекса современных разрушающих (испытания) и неразрушающих (расчетных и диагностических) методов исследования и средств контроля параметров состояния объекта при возможно широком диапазоне их изменения, анализа данных о возможных внешних воздействиях, условиях (в том числе климатических) и режимах эксплуатации.

С целью установления основных характеристик механических свойств металла в соответствии с действующей нормативно-технической документацией и методическими рекомендациями проводятся [27-29]:

- испытания на растяжение стандартных образцов, вырезанных из характерных наиболее нагруженных элементов детали;
- испытания на мало- и многоцикловую усталость стандартных образцов и натуральных деталей;
- испытания стандартных образцов на ударную вязкость;



– металлографические исследования.

Для определения напряженно-деформированных состояний деталей используются методы: тензометрии (тензорезисторы, тензочувствительные покрытия, интерферометрия); термометрии; виброметрии и др.

Для определения состояния дефектов используются методы дефектоскопии и дефектометрии [37, 38]: визуальные и оптические; ультразвуковые; магнитные; рентгеновские; люминесцентные.

Конечным результатом оценки технического состояния являются количественные значения расчетных параметров, используемых для оценки ресурса.

Основными задачами решаемыми для обоснования расчетных характеристик ресурса  $\tau_p$  ( $\tau_p^0$ ) в рамках прикладной механики являются [10, 12, 15, 21, 45, 68, 70, 71, 76, 79, 81]:

– расчетно-экспериментальный анализ НДС ( $\sigma, \epsilon$ ) с учетом механических, термических и коррозионных воздействий;

– исследование закономерностей циклического, упругого и упругопластического деформирования для варьируемых при испытаниях и в эксплуатации амплитуд напряжений ( $\sigma_a^3$ ), деформаций ( $\epsilon_a^3$ ) и частот ( $f_T$ );

– анализ условий накопления повреждений ( $d^3$ ), а также циклической долговечности ( $N_c^3$ ) на стадии образования и развития трещин.

Результаты расчетно-экспериментальных исследований на стандартных образцах, моделях, и натуральных деталях позволяют вычислить запасы по напряжениям ( $n_\sigma$ ), деформациям ( $n_\epsilon$ ), числу циклов ( $n_N$ ), времени развития ( $n_\tau$ ) и размеру трещин ( $n_l$ ), как [5, 49, 53, 55, 71, 79-81, 84]:

$$\{n_\sigma, n_\epsilon, n_N, n_\tau, n_l\} = \left\{ \frac{\sigma_c}{\sigma_{max}^3}, \frac{\epsilon_c}{\epsilon_{max}^3}, \frac{N_c}{N^3}, \frac{\tau_c}{\tau^3}, \frac{l_c}{l^3} \right\}, \quad (1.1)$$

где индекс «с» относится к критическим (предельным) показателям характеристик прочности, долговечности, трещиностойкости, а индекс «э» – к их показателям при эксплуатации.

Задача оценки и прогнозирования ресурса технических средств железнодорожного транспорта рассматривалась во многих научных трудах [23, 24, 71, 96,

98, 99] и других, однако в последнее время она приобрела особую актуальность. Это обусловлено как экономическими, так и организационными причинами, вызванными старением парка подвижного состава и стремлением предотвратить опасные разрушения, основываясь на нормируемых параметрах ресурса, безопасности и рисков по условиям прочности.

В настоящий момент требования по прочности, надежности и ресурсу тягового подвижного состава отражены в следующей нормативной документации:

- ТР ТС 001/2011. Технический регламент таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава» [90];
- ГОСТ Р 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам [35];
- ГОСТ Р 57445-2017. Железнодорожные технические средства. Общие требования к методам определения ресурса [39].

Выбранные проектировщиком (разработчиком) конструкции железнодорожного подвижного состава и его составных частей должны быть безопасны в течение назначенного срока службы и (или) ресурса, назначенного срока хранения, а также выдерживать воздействия и нагрузки, которым они могут подвергаться в процессе эксплуатации.

Установленный в соответствии с действующими нормативными документами коэффициент запаса сопротивления усталости ( $n_{\sigma}$ ) не в полной мере учитывает случайный характер воздействий, вызывающих накопление усталостных повреждений и не позволяет оценить ресурс и вероятность разрушения детали или степень такого риска за срок ее службы. Вместе с тем при увеличении эксплуатационной нагруженности объектов подвижного состава, а также в связи с их старением и выработкой назначенных сроков службы ( $t_{cc}^H$ ) становится необходимым оценивать прочность не только коэффициентами запаса в детерминированной постановке, но и расчетами на долговечность по разрушающему количеству циклов нагружения ( $N$ ), которое зависит от технологических и конструктивных факторов качества и исполнения ответственных деталей, параметров процесса их нагружения, вариации параметров сопротивления усталости металлов и др.

### ***1.1.1 Принципы обеспечения и повышения безопасности эксплуатации железнодорожной техники***

В настоящее время назначенный срок службы определяется априори или с помощью аппарата математической теории надежности, в соответствии со статистическими данными об отказах аналогичных объектов в эксплуатации, вследствие их износа и (или) случайных внешних воздействий [2, 22, 139]. Однако такие оценки не учитывают фактический коэффициент запаса прочности и накопленную усталостную повреждаемость объекта. Оценка срока службы (в том числе остаточного) по физической теории надежности, на основе которой моделируется рост выявленных дефектов, напротив, не рассматривает вероятность отказа по иным причинам, кроме как связанным с изменением коэффициентов запаса [116].

Некоторый системный подход к анализу и управлению процессом безопасной эксплуатации вагонов, рассматривается также в работе [132]. Он предусматривает разработку математической модели на основе выбора показателя уровня безопасной эксплуатации вагонов, определения влияющих на него обобщенных факторов для оценки риска аварии в виде схода вагона с рельсов. Для получения его количественной оценки формулируются задачи по определению признаков предотказного состояния и его предельного значения, технологии распознавания и измерения для последующей разработки мероприятий, минимизирующих риск аварии.

Объекты подвижного состава железнодорожного транспорта представляют собой сложные многомерные изделия с большим числом входных и выходных параметров со сложными линейными и нелинейными связями между ними и признаками технического состояния с возможностью возникновения аварии по сценарию, требующему оценивать факторы, которые проявляются на стадии начала перехода на новый режим функционирования или позволяющие оценить вероят-

ность такого перехода. Следовательно, предупреждение опасных процессов может быть эффективным лишь при возможности осуществления своевременной и объективной оценки систем и процессов и прогнозирования их будущего состояния.

Для диагностирования сложных объектов используют различные методы и средства в основе которых лежит измерение физических параметров, в том числе приборы для определения твердости и упругих констант материалов, машины для испытаний материалов на растяжение-сжатие, изгиб, удар, срез, кручение и т.д.

Использование систем диагностики и расширенного мониторинга для контроля состояния объектов подвижного состава требует не только умения измерять и представлять результаты измерений. Решение этой задачи требует глубоких знаний конструкции объекта, свойств его отдельных узлов и деталей, характера рабочих процессов и опыта эксплуатации.

Отечественные системы технической диагностики в своем развитии прошли следующие этапы:

- с начала 1970-х до середины 1980-х годов – период создания систем диагностики на базе комплексов специальной измерительной аппаратуры;
- с середины 1980-х до середины 1990-х годов – период создания системы диагностики на базе персональных компьютеров с подключенными аппаратными средствами вибрационного контроля;
- период с середины 1990-х годов по настоящее время характеризуется созданием комплексных систем контроля и диагностики на базе компьютерных технологий.

Однако современный уровень диагностических систем и инструментальных средств контроля не обладает возможностью раннего обнаружения дефекта, не позволяет ответить на вопрос о наличии и реальных размерах дефекта, месте его расположения, не в состоянии проконтролировать состояние и качество сварных соединений и т.д.

Для анализа состояния элементов объектов ПС необходимо применение методов неразрушающих (контроля) и разрушающих испытаний, целью которых яв-

ляется не только выявление дефектов, но и количественная оценка (расположение, тип и размеры), а также определение свойств металла конструктивных элементов в текущий момент времени. Весьма важным является получение такой информации для своевременного предупреждения ситуаций, которые могут создать угрозу жизни и здоровью человека или материальному имуществу.

Согласно принятому базовому подходу оценку ресурса производят по определяющим показателям технического состояния на основе установленных закономерностей их изменения, анализа механизмов накопления повреждений, зарождения и развития дефектов, а также по данным изменения функциональных параметров по мере эксплуатационной наработки.

При проектировании конструкций железнодорожной техники, прочность и ресурс обосновывают по критериям:

- сопротивления упругим и пластическим деформациям при статическом нагружении и накопленным при циклическом нагружении;
- сопротивление разрушению по вязкому или хрупкому механизму;
- сопротивление усталости (мало-, много- и гигацикловой);
- сопротивление потере устойчивости;
- коррозионно- и износостойкости.

Прочность при статическом нагружении и износе конструкции с учетом коррозионных повреждений обеспечивается выбором материала, а также коэффициентами запаса прочности элементов конструкции.

Конструкционные стали, в зависимости от условий могут находиться в хрупком или вязком состоянии. Если конструкция или деталь выполнена из пластичного материала (практически все конструкционные материалы), то хрупкое разрушение может реализоваться только при напряжениях ( $\sigma_{кр}$ ) ниже предела текучести при следующих условиях:

- наличие в ней дефекта (нарушение сплошности, трещины и т.п.);
- когда она становится чувствительной к дефектам сплошности.

Чувствительность к несплошностям конструкционных сталей зависит от большого количества факторов: размеров конструкции, технологии изготовления,

характера нагружения, интенсивности приложения нагрузок, продолжительности эксплуатации, рабочей температуры, форм и размеров несплошностей (при анализе их методами механики разрушений они схематизируются в виде трещин), коррозионной агрессивности окружающей среды. Таким образом, опасность возникает тогда, когда дефекты сплошности достигают критических размеров и под действием внешней нагрузки становятся неустойчивыми и начинают быстро расти.

При критических напряжениях ( $\sigma_{кр}$ ) равных пределу текучести материала ( $\sigma_{0,2}$ ) в детали появляются небольшие пластические деформации (примерно 0,2 %). В этом случае имеем дело с квазихрупким разрушением. Вязкое разрушение происходит с меньшей скоростью, характеризуется напряжениями  $\sigma_{кр} > \sigma_{0,2}$ , и ему предшествуют развитые пластические деформации.

О наступлении предельного состояния и исчерпания ресурса и необходимости прекращения эксплуатации могут свидетельствовать:

- появление на поверхности деталей (элемента конструкции) любых трещин;
- необратимые формоизменения конструкции и ее элементов, вызванные пластическими деформациями, не предусмотренными проектной документацией и приводящие к выходу конструкции из строя (отказу);
- превышение уровня измерителя (например, километров пробега, тонно-километров пропущенного по железнодорожному пути тоннажа) или числа повторений (циклов) нагружения допустимого значения, определенного на стадии проектирования.

В случае преждевременного исчерпания ресурса эксплуатации из-за недостатков конструирования, требуется, как правило, реконструкция (модернизация, совершенствование). Несовершенства такого типа, появившись на одном элементе конструкции, неизбежно будут выявляться и на всех других однотипных элементах.

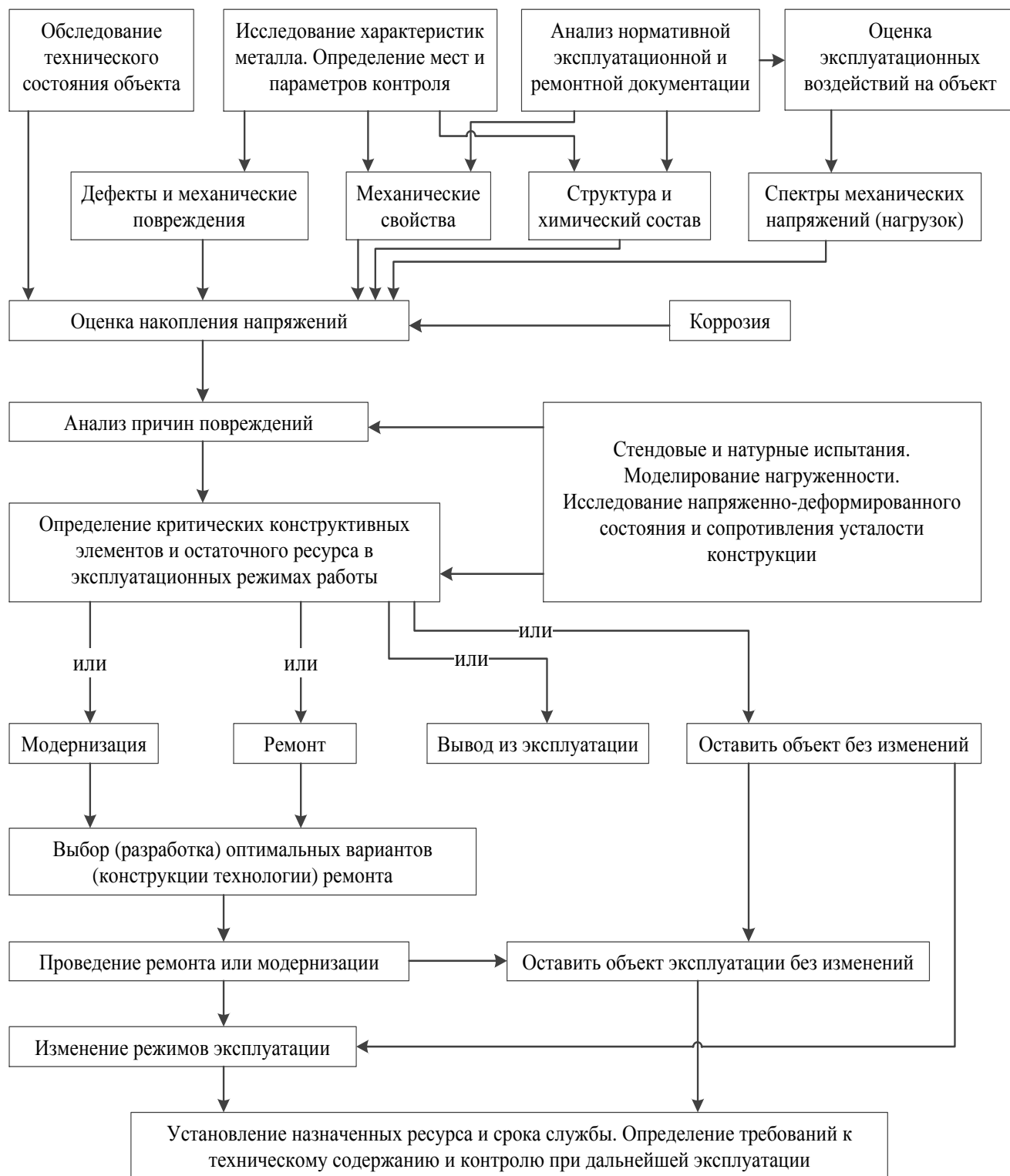
Недостатки (нарушения норм) эксплуатации могут также существенно сокращать ресурс эксплуатации и приводить к возникновению дефектов сплошности металла. Восстановление ресурса в этом случае бывает возможно с использо-

ванием ремонтной технологии или путем замены поврежденного элемента конструкции. Обобщенный алгоритм работ по оценке и управлению ресурсом представлен в форме блок-схемы на рисунке 1.1.

Прочность и ресурс конструкции определяются, главным образом, уровнем и характером механических напряжений. При статическом нагружении исследования НДС можно проводить расчетными методами, обычно методом конечных элементов, обладающим достаточной для инженерной практики точностью. Оценку характеристик НДС элементов конструкции выполняют на основе совокупности имеющихся данных о физико-механических свойствах материалов, конструктивных особенностях, нагрузках и воздействиях на объект. Для деталей сложной формы, имеющих концентраторы напряжений, испытывающих динамические и температурные силовые воздействия, целесообразны также экспериментальные методы.

При возможности наличия в конструкции невыявленных или развившихся при эксплуатации повреждений, ресурс конструкции определяется с учетом возможного роста этих повреждений с использованием методов механики разрушений. Задача может решаться, как в детерминированной, так и в вероятностной постановке. Используются результаты дефектоскопического контроля и металлографических исследований, учитываются механические свойства и предельные состояния применяемых сталей в широком диапазоне статических, циклических и ударных воздействий при температурах от +50 до -60 °С.

Оценка показателей ресурса исследуемого объекта состоит в расчетно-экспериментальном определении наработки объекта от момента начала эксплуатации (исходный ресурс) или момента проведения соответствующего планового контроля (остаточный ресурс) до момента перехода в предельное состояние. Для оценки уровня повреждений, уже накопленных конструкцией, и для получения прогнозных оценок используются данные об уровне нагруженности за предшествующий и на прогнозный период эксплуатации.



**Рисунок 1.1 – Обобщенная структура (алгоритм) работ по оценке и управлению ресурсом**



Для получения расчетной оценки работоспособности и ресурса конструкции учитывается система расчетных критериев, отображающая многообразие механизмов деградации свойств материала конструкции в процессе изготовления и эксплуатации: прочности, устойчивости, долговечности, роста усталостных трещин.

По мере расходования исходного ресурса конструкции, возможны мероприятия по его продлению. Ресурс может оцениваться по времени эксплуатации и по числу циклов воздействия. При проектировании обычно назначается срок службы. Его устанавливают по усредненным значениям параметров нагруженности, условий эксплуатации, технологий содержания и ремонтов. Однако известно, что, в зависимости от условий эксплуатации, фактический срок бывает больше и меньше. Изменяя условия и режимы эксплуатации, проводя иные мероприятия, можно регулировать заложенный при проектировании срок эксплуатации. В качестве таких мероприятий для увеличения срока эксплуатации могут рассматриваться: усиление контроля характеристик эксплуатационного воздействия на объект, изменение региона и режима эксплуатации, применение упрочняющих технологий ремонта, изменение или замена элемента конструкции.

### ***1.1.2 Показатели механической безопасности***

Действующие в процессе эксплуатации нагрузки на конструкции железнодорожного подвижного состава вызывают упругие и упругопластические деформации в отдельных зонах и элементах ответственных деталей, изнашивают их, повреждают.

В последних работах Н.А. Махутова [70, 76, 78, 79] предложена классификация видов разрушения металлических конструкционных материалов при числах циклов в широком диапазоне от  $10^0$  до  $10^9$ .

Если виды статического и квазистатического разрушения по упомянутой

классификации, которым подвержены объекты железнодорожной техники, можно считать достаточно изученными, то остальные виды усталостного разрушения на сверхвысоких числах циклов нагружения (от  $10^8$  до  $10^9$ ) в гигацикловой области требуют более подробного исследования, в том числе и в рамках настоящей работы.

Как показывают теоретические исследования и опыт эксплуатации объектов железнодорожной техники, между коэффициентом запаса сопротивления усталости, уровнями циклических напряжений и наработкой или интенсивностью эксплуатации (в циклах нагружения, километрах пробега, часах работы), имеется тесная связь [61].

Наиболее общее выражение, используемое при определении основных принципов обеспечения нормативных значений показателей безопасности структурных составляющих подсистем поездной и маневровой работы имеет вид [66]:

$$P_k(T) = \exp\left[-T \sum_{n=1}^{N_k} \lambda_{kn}(1 - v_{kn})\right], \quad (1.2)$$

где  $P_k(T)$  – вероятность того, что движение за время  $T$  не перейдет в  $k$ -е опасное состояние;

$\lambda_{kn}$  – интенсивность опасного отказа (дестабилизирующего фактора);

$N_k$  – общее число опасных отказов, способных перевести движение в  $k$ -е опасное состояние.

Согласно статистической трактовке интенсивности отказов можно принять  $\lambda_{kn} \approx \Delta N_{kn}$  (число случаев отказа за некоторый достаточно малый интервал времени).

Величина  $v_{kn}$  – коэффициент парирования опасных отказов и ошибок, значение которого меняется пределах от 0 до 1.

Таким образом, в системах с парированием число опасных дестабилизирующих факторов за интервал  $\Delta t$  меньше, чем в системе без парирования:

$$\Delta N_{kn}^1 = \Delta N_{kn}(1 - v_{kn}). \quad (1.3)$$

Величина  $v_{kn}$  определяется вероятностью  $P_{0kn}$  обнаружения случаев отказа и вероятностью  $P_{3kn}$  последующего перевода движения в защищенное состояние:

$$v_{kn} = P_{0kn} \cdot P_{3kn}. \quad (1.4)$$

При  $v_{kn} = 1$  все опасные дестабилизирующие факторы обнаруживаются, и движение переводится в защищенное состояние, т.е. они все парируются.

Из выражения (1.2) следует, что увеличение показателя безопасности  $P_k(T)$  при заданном значении  $T$  достигается:

- уменьшением интенсивности опасных отказов  $\lambda_{kn}$  путем создания необходимых запасов прочности элементов технического средства;
- увеличением коэффициента париования  $v_{kn}$ .

С применением прочностных методов одновременно с повышением безопасности происходит и повышение надежности технического средства. Запасы прочности детали задаются на этапах конструирования за счет подбора соответствующего материала и способа его использования. При этом необходимый уровень запаса определяется инженерными расчетами конструкций, целью которых является создание таких запасов прочности, при которых за время эксплуатации не наступит с заданной вероятностью ни одного из допустимых предельных состояний конструкции.

При детерминированном подходе к расчету конструкций условие прочности записывается в виде [66]:

$$S_M \leq R_{MH}. \quad (1.5)$$

Однако эти величины носят случайный характер и не имеют вполне определенных нижних и верхних границ. Поэтому используется иная форма:

$$S_{MH} \leq \frac{R_{MH}}{K_M}, \quad (1.6)$$

где,  $S_M$  – расчетная нагрузка, действующая на конструкцию, усилие в ее элементе или напряжение в нем;

$S_{MH}$  – расчетная нормативная нагрузка;

$R_{MH}$  – расчетная (нормативная) несущая способность, измеряемая в тех же единицах, что и  $S_M$  и  $S_{MH}$ ;

$K_M$  – коэффициент запаса прочности.

Состояние механической конструкции в эксплуатационных условиях характеризуется конечным числом независимых определяющих параметров, имеющих

случайный характер. Одни из них характеризуют внешнюю нагрузку, вторые – прочность материала, третьи – условия работы конструкции и т.д.

Согласно теории, разработанной В.В. Болотиным [6-8], «выход из строя конструкции происходит в результате постепенного накопления повреждений, остаточных деформаций, износа, и т.п., которые, достигнув определенного значения, начинают препятствовать нормальной работе конструкции».

Если изначально, с момента проектирования конструкция обладает необходимым запасом прочности, то в процессе повторно-переменных нагружений в эксплуатации к концу установленного срока службы вероятность перехода конструкции в недопустимое предельное состояние будет не больше заданного значения. Эта вероятность обусловлена интенсивностью исчерпания коэффициента запаса прочности по мере накопления повреждений с увеличением наработки. Следовательно, при изменении условий эксплуатации объекта, например при уменьшении интенсивности повторно-переменного нагружения (при уменьшении веса, снижении скорости), можно отдалить срок перехода конструкции в предельное состояние [61].

Таким образом, теория накопления опирается на понимание меры повреждения, за которую принимается величина остаточной поврежденности (деформации, размер трещины, уменьшение рабочего сечения вследствие износа и т.п.). Это понятие дает возможность количественной трактовки понятия опасного состояния механической конструкции – такого предельного состояния, при котором происходит переход ее в опасное состояние.

Повышение безопасности технического средства путем увеличения  $\nu_{kn}$  подразумевает обнаружение опасного отказа и перевод технического средства в защищенное состояние. Методы парирования широко используются на железнодорожном транспорте, как в эксплуатируемых технических средствах, так и в создаваемых системах нового поколения. В этой связи должны быть разработаны методы и методики расчета прочности, ресурса и оценки безопасности эксплуатации объектов подвижного состава по критериям, учитывающим условия воздействий (климатических, эксплуатационных) и их интенсивность; конструктивно-

технологические особенности; деградацию свойств материалов и дефекты.

В качестве базовых характеристик ресурса должны быть приняты следующие показатели.

По критериям прочности:

- коэффициенты запаса прочности по относительным деформациям (напряжениям);
- коэффициенты запаса по долговечности (количеству циклов, времени работы);
- долговечность (количество циклов до разрушения, время работы).

По критериям живучести:

- коэффициенты запаса по живучести на заданный период (между плановыми техническими обслуживаниями и ремонтами);
- допускаемые (безопасные на межремонтный период) размеры дефектов разных типов (поверхностные, внутренние, сквозные).

Применительно к конструкционным материалам, склонным к хрупким разрушениям, при понижении температуры до предельно низкой климатической необходимо учитывать также критерии хладостойкости – запасы по критическим температурам (характеристики перехода из вязких состояний в квазихрупкие и из квазихрупких в хрупкие).

Действующими в ОАО «РЖД» нормативными требованиями [31, 33-35, 88, 89] оценка прочности деталей ПС производится по коэффициентам запаса прочности и сопротивления усталости несущих конструкций преимущественно в линейной постановке [109].

Многолетний опыт эксплуатации локомотивов подтверждает, что принятые в настоящее время методы проектирования и применяемые требования к прочности и динамическим качествам локомотивов предотвращают внезапный отказ и обеспечивают работоспособность деталей на период эксплуатации – назначенный срок службы.

Нормативный коэффициент запаса сопротивления усталости равный 2,0 обеспечивает работу их конструкций в течение срока службы 25 – 30 лет с доста-

точно высокой вероятностью неразрушения (риск порядка  $10^{-4}$ ).

По мере старения подвижного состава и выработки назначенных сроков службы стало необходимым исследование исходного и остаточного ресурсов конструкций с учетом конструктивных (проектных), технологических (производственных) и эксплуатационных факторов и на базе современных знаний по оценке и обеспечению необходимой долговечности и безопасной эксплуатации технических средств.

### ***1.1.3 Основные задачи определения ресурса***

Методология и процедура определения ресурса (исходного, остаточного) характеризуется следующими основными положениями [67]:

- анализ технической документации данных эксплуатации;
- выявление и анализ повреждений, установление их механизма и определяющих параметров;
- экспертное обследование (контроль) технического состояния объекта, а также элементов ее несущих конструкций и узлов, увеличение повреждаемости в которых может привести к отказу и потере работоспособности.

Экспертное обследование проводят с целью получения информации о фактическом техническом состоянии объекта в данный момент времени.

Такой информацией могут служить:

- механические характеристики материалов, такие как предел выносливости, предел текучести, предел прочности, твердость;
- геометрические размеры несущих конструкций, такие как толщины ее элементов, имеющих и выявленных концентраторов напряжений;
- результаты расчетно-экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния конструкций;
- причины образования и роста обнаруженных трещин, дефектов и повре-

ждений.

При этом должна быть сделана оценка возможности внезапных отказов и уточнена система предельных состояний по сравнению с определенной в нормативно-технической документации.

В соответствии с результатами испытаний и расчетов напряженно-деформированного состояния конструкций и характеристик материалов уточняются механизмы повреждений и параметры технического состояния, определяются критерии предельных состояний.

Остаточный ресурс конструкции определяется прогнозированием его технического состояния до достижения ее предельного состояния. Подбор метода расчета ресурса определяется достоверностью и точностью получаемых данных, а также требованиями достоверности и точности прогнозируемого ресурса конструкции и риска его последующей эксплуатации, наличия системы контроля за его техническим состоянием.

Основным показателем ресурса принимается гамма-процентный ресурс, задаваемый численными значениями наработки (км пробега локомотива, число циклов до разрушения) выраженной в процентах вероятности того, что в течение этой наработки предельное состояние не будет достигнуто.

Эта вероятность определяется в зависимости от функционального назначения, уровня ответственности и режима эксплуатации объекта. Для уникальных и особо ответственных объектов, досрочный выход из строя которых может привести к значительным экономическим потерям, ее значение должно составлять не менее 99 %.

Для объектов подлежащих ремонту рекомендуется определять показатель ресурса до планового ремонта.

Решение о возможности дальнейшей эксплуатации такого объекта или его ремонте, снижении рабочих параметров, модернизации, списании принимается на основании данных по оценке технического состояния объекта и ресурса.

В целях обеспечения ресурса в зоне приемлемых рисков задачи прочности, безопасности и долговечности следует решать на всех стадиях жизненного

цикла [71, 96].

*На стадии научно-исследовательских работ:*

- для изучения и анализа напряженно-деформированного состояния базовых конструкций локомотивов и установления их критических зон и элементов;
- для моделирования предельных состояний в лабораторных и стендовых условиях, в том числе для экстремальных режимов эксплуатации;
- с целью формирования уравнений состояния и критериев разрушения конструкционных сталей при разного рода режимах нагружения и обоснования условий накопления повреждений;
- для проверки сопротивления разрушению при наличии возможных исходных дефектов по критериям механики разрушения.

*На стадии проектно-конструкторских работ* для выбора конструктивных элементов, обеспечивающих снижение в них номинальных и местных напряжений и разработки требований, способствующих повышению прочности и ресурса конструкций.

*На стадии изготовления и испытаний:*

- для выбора материалов и технологии изготовления элементов конструкций чтобы повысить эксплуатационные свойства материала деталей;
- при проверке новых технологий по критериям циклической прочности и стойкости материала к агрессивным средам;
- с целью разработки программ испытаний и выбора режимов нагружения натуральных деталей на стендовом оборудовании для выявления в них опасных зон и технологических дефектов и совершенствования методов их контроля.

*На стадии эксплуатации:*

- для определения основных параметров нагруженности и разработки систем расчетно-экспериментальной оценки выработанного и остаточного ресурса по фактическим изменениям рабочих параметров в процессе эксплуатации и назначения уточненного межремонтного периода;
- для мониторинга изменения механических свойств материала деталей и эксплуатационных повреждений (износ, старение, трещины, коррозия).



Основное внимание должно быть уделено решению проблем обеспечения прочности и ресурса (исходного, истощенного, остаточного и продленного) путем анализа напряженно-деформированных состояний при механическом нагружении, регулировании местной нагруженности и повреждаемости, изыскания способов диагностирования текущего состояния несущих элементов в процессе испытаний, эксплуатации и при выводе из эксплуатации.

Таким образом, чтобы решить сформулированную выше проблему, необходимы новые подходы как с точки зрения теоретических (критериальных) основ, так и с точки зрения практической реализации.

## **1.2 Анализ повреждаемости элементов конструкций локомотивов**

Опыт эксплуатации объектов железнодорожного транспорта показывает, что крупномасштабные разрушения несущих элементов конструкций технических средств и оборудования железнодорожного транспорта в эксплуатации непосредственно связаны с существенной ролью внутренних (металловедческие) и внешних (механические, природно-климатические воздействия) факторов. Причинами значительного проявления этих факторов, как правило, являются:

- неучет взаимодействия повреждающих факторов от усталости, износа, коррозии, фреттинга;
- несовершенство примененных методов расчета, технологий ремонта и контроля, а также использование устаревших или несоблюдение требований норм и стандартов;
- применение конструкционных материалов, не обладавших требуемыми механическими свойствами.

Повышение скоростей движения, массы поездов, осевых нагрузок составляет основу технического прогресса на железнодорожном транспорте. В этой связи особую важность приобретает прогнозирование периода времени достижения предельного состояния, то есть момента, когда накопленная повреждаемость ма-

териала детали примет критический характер и установления на этой основе ресурса безопасной эксплуатации объекта. Основными видами предельных состояний для высоконагруженных машин и конструкций, испытывающих действие однократных и повторных, в том числе экстремальных механических и силовых нагрузок, являются:

- образование недопустимых упругопластических деформаций, фрикционного и коррозионного износа;
- потеря устойчивости и формы;
- появление микро- и макротрещин при циклическом нагружении.

Специфика работы, отказов и разрушений различных транспортных конструкций требует дифференцированного подхода к ним. Так, для большинства металлоконструкций локомотивов и вагонов характерно циклическое нагружение с различными режимами, что приводит к интенсивному накоплению повреждений и возникновению магистральных трещин до выработки установленного ресурса. В процессе их движения происходят колебания подпрыгивания, галопирования, боковой качки, виляния, отбоя, которые вызывают значительные динамические воздействия на элементы конструкций кузова и тележек и существенно влияют на характеристики их нагруженности. Важную роль при этом играют осевая нагрузка, скорость движения, параметры и свойства рессорного подвешивания, опорно-возвращающих устройств, системы демпфирования [3, 9, 44, 97, 102, 104].

Анализ фактической нагруженности крупногабаритных металлоконструкций локомотивов и вагонов в процессе эксплуатации позволяет отметить также следующие особенности [52, 64, 82, 84, 103, 135, 136, 141]:

- наличие большого количества соединений различного типа (сварных, болтовых), формирующих сложную картину полей остаточных напряжений и зон с повышенной концентрацией напряжений;
- действие широкого спектра внешних нагрузок статического, циклического и динамического характера;
- наличие технологических и эксплуатационных дефектов, что предъявляет повышенные требования к дефектоскопическому контролю и обуславливает необ-

ходимость постановки систем технической диагностики;

– разнообразие и сложность достоверной оценки уровней и режимов силовых воздействий существенно затрудняет расчетную оценку прочности сложных систем крупногабаритных конструкций.

Общими причинами возникновения отказов усталостного характера для деталей механического оборудования и элементов конструкций подвижного состава являются металлургические, технологические, конструкционные и эксплуатационные.

Уровень силовых воздействий на подвижной состав со стороны верхнего строения пути зависит также от природно-климатических условий эксплуатации. Значительный рост отказов отмечается в период сезонных деформаций пути, создающих дополнительные воздействия на экипажные части локомотивов и вагонов, вызванные техническим состоянием пути в зимне-весенний период, в том числе его повышенной жесткостью. К тому же, в условиях низких температур снижаются пластичность, ударная вязкость и трещиностойкость сталей.

Базовыми частями локомотивов (магистральных и маневровых), лимитирующими срок их службы, является рама локомотива (главная рама), несущие элементы кузова и рамы тележек. Эти части представляют основу конструкции локомотива и являются несменяемыми в течение всего срока эксплуатации [39].

Ниже приведены результаты анализа повреждаемости и оценка технического состояния элементов экипажной части на примере следующих, длительно эксплуатирующихся, наиболее массовых серий тепловозов: грузовые магистральные тепловозы 2ТЭ116 и 2ТЭ10, маневровые тепловозы ТЭМ2 и ЧМЭЗ [48, 105, 109].

Техническое состояние базовых конструкций экипажных частей тепловозов (кузов, главная рама, рамы тележек) оценивалось по данным, полученным путем обследования и сбора информации об их техническом состоянии и повреждениях в условиях эксплуатации и на ремонтных предприятиях. Обследования были проведены в локомотивных депо, эксплуатирующих и производящих текущий ремонт (Узловая, Брянск-2, Унеча, Люблино, Елец), а также на ремонтных заводах, производящих капитальные ремонты (Воронежский, Мичуринский и Оренбургский).

По результатам обследования технического состояния локомотивов различ-

ных серий установлено следующее.

По тепловозу 2ТЭ10М. В главной раме появлялись трещины в зоне упоров в стяжных ящиках, отмечались многочисленные поломки шкворневых узлов по местам приварки фланца к листу настила (рисунки 1.2-1.5). Трещины в шкворневых узлах имели усталостный характер и появлялись главным образом на тепловозах, эксплуатирующихся на Дальневосточной (депо Хабаровск, Ружино, Комсомольск), Забайкальской (депо Могоча, Чернышевск), Куйбышевской (депо Ульяновск, Бугульма) железных дорогах, после 0,8-1,8 млн. км пробега.

К моменту начала их ремонта такие повреждения были выявлены более чем на 100 секциях тепловозов серий 2ТЭ10М. В таблице 1.1 приведена статистика повреждаемости шкворневых узлов тепловозов серии 2ТЭ10 различных депо приписки.

По тепловозу ТЭМ2.

В главной раме случаются трещины в зонах примыкания шкворневых балок к хребтовым (рисунок 1.6). Отмечаются остаточные деформации (прогибы) ее концевых частей, в том числе с превышением регламентированной величины (15 мм).

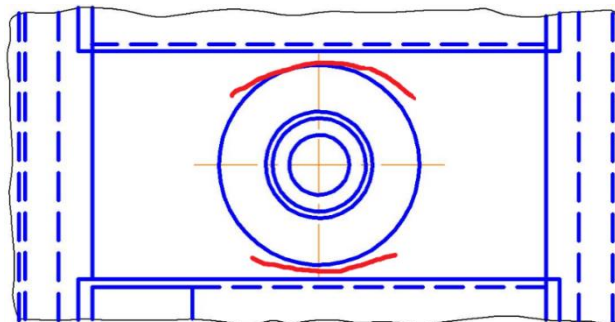
В рамах тележек (рисунок 1.7) отмечаются:

- трещины в нижнем листе боковины в месте приварки буксовых кронштейнов (в зоне сварных соединений);
- трещины в верхнем листе в зоне соединения поперечных балок с боковиной.

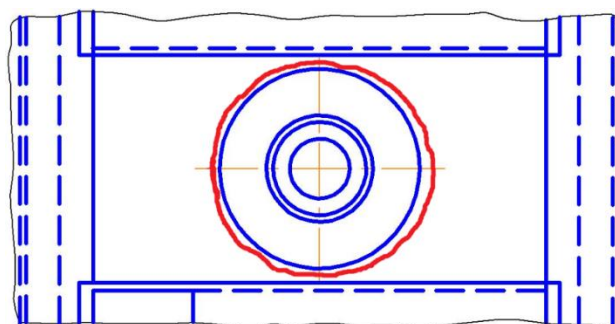
По тепловозу ЧМЭЗ.

Отмечаются следующие повреждения:

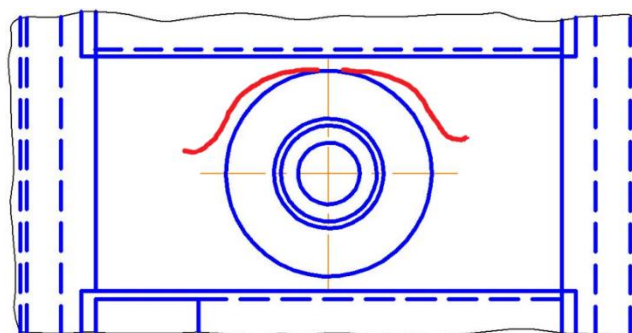
- изгиб концевых частей рамы с деформацией полок двутавровых балок;
- деформация кронштейнов крепления путеочистителя;
- трещины в переходной галтели шкворня.



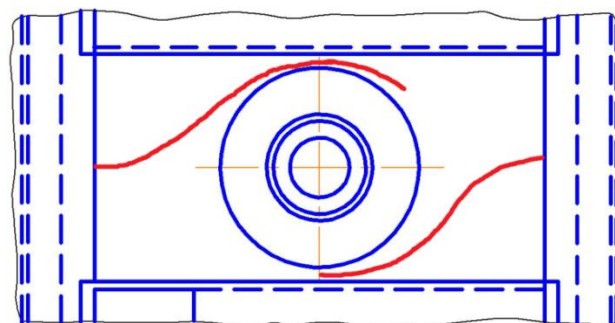
**Рисунок 1.2 – Дугообразные трещины в околошовной зоне**



**Рисунок 1.3 – Кольцевые трещины в околошовной зоне**



**Рисунок 1.4 – Дугообразные трещины с развитием в поперечном направлении в околошовной зоне**



**Рисунок 1.5 – Поперечные трещины, выходящие на кромку шкворневого листа в околошовной зоне**

Таблица 1.1 – Перечень трещин в шкворневых узлах рам тепловозов 2ТЭ10

№ п/п	Тепловоз	Депо приписки, дорога	Пробег (тыс. км) к моменту повреждения шкворня
1	2ТЭ10М № 0392	Ульяновск, Куйбышевская	–
2	2ТЭ10М № 0824	Бугульма, Куйбышевская	566
3	2ТЭ10М № 2219	Ульяновск, Куйбышевская	362
4	2ТЭ10В № 4162	Могоча, Забайкальская	169
5	2ТЭ10В № 1174	Комсомольск, Дальневосточная	–
6	2ТЭ10М № 1242	Комсомольск, Дальневосточная	–
7	2ТЭ10М № 1170	Тында, БАМ	–
8	2ТЭ10В № 5006	Ружино, Дальневосточная	1798
9	2ТЭ10В № 4659	Высокогорная, Дальневосточная	1295
10	2ТЭ10М № 2280	Сенная, Приволжская	632
11	2ТЭ10М № 1221	Хабаровск, Дальневосточная	–
12	2ТЭ10В № 4504	Ружино, Дальневосточная	1130
13	2ТЭ10В № 4654	Ружино, Дальневосточная	1600
14	2ТЭ10М № 1227	Хабаровск, Дальневосточная	422
15	2ТЭ10В № 4852	Хабаровск, Дальневосточная	1010
16	2ТЭ10В № 4319	Ружино, Дальневосточная	1328
17	2ТЭ10М № 1239	Комсомольск, Дальневосточная	735
18	2ТЭ10М № 1230	Комсомольск, Дальневосточная	–
19	2ТЭ10В № 027	Чернышевск, Дальневосточная	1226
20	2ТЭ10В № 4964	Хабаровск, Дальневосточная	912
21	2ТЭ10М № 1231	Комсомольск, Дальневосточная	722
22	2ТЭ10В № 3087	Чернышевск, Дальневосточная	2396
23	2ТЭ10М № 1222	Хабаровск, Дальневосточная	–
24	2ТЭ10М № 1229	Комсомольск, Дальневосточная	716
25	2ТЭ10В № 4845	Хабаровск, Дальневосточная	1258
28	2ТЭ10В № 4816	Ружино, Дальневосточная	1800
29	2ТЭ10М № 0395	Могоча, Забайкальская	1500
30	2ТЭ10В № 4814	Ружино, Дальневосточная	1899
31	2ТЭ10В № 5003	Ружино, Дальневосточная	–
32	2ТЭ10В № 4500	Магдагачи, Забайкальская	1538
33	2ТЭ10В № 4818	Ружино, Дальневосточная	2051
34	2ТЭ10В № 4343	Ружино, Дальневосточная	2151
35	2ТЭ10М № 1173	Комсомольск, Дальневосточная	589

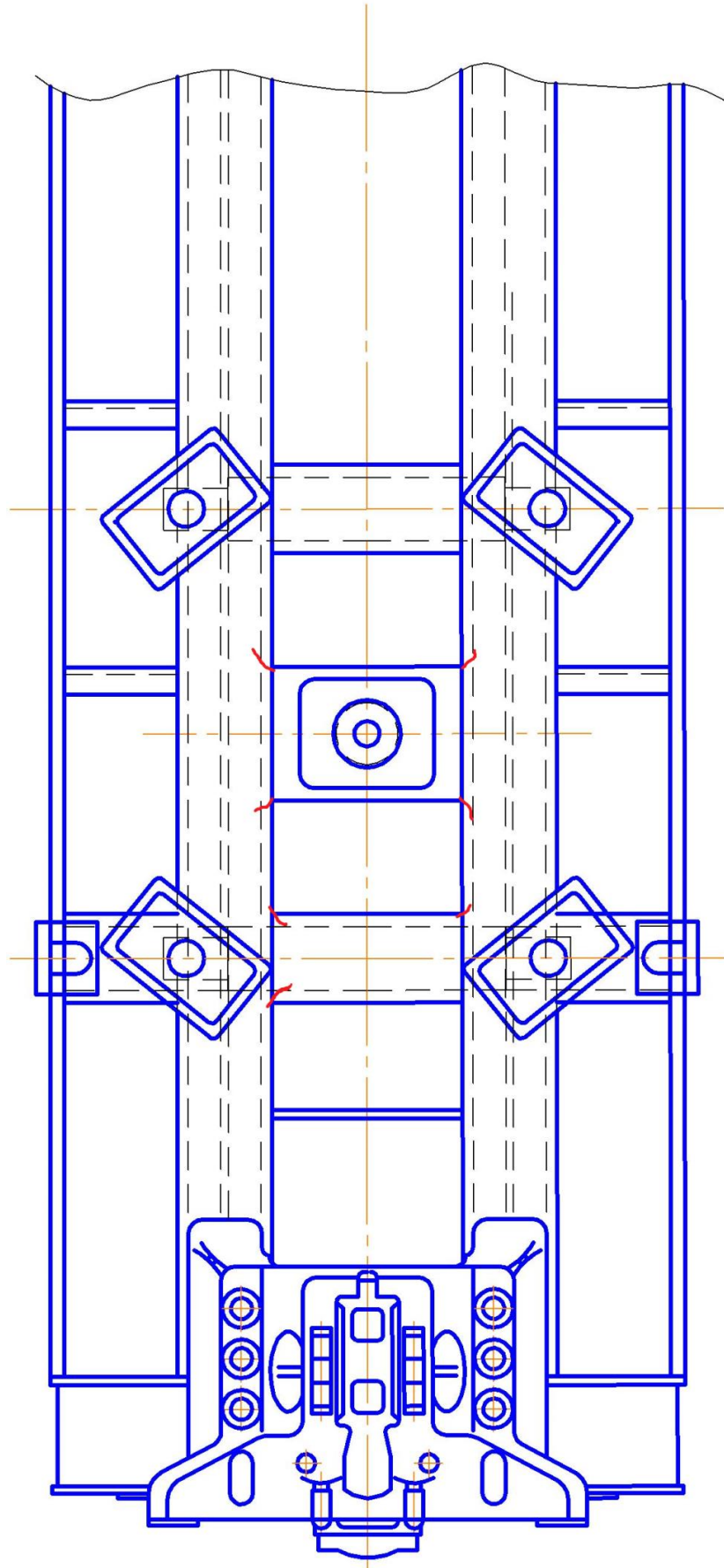


Рисунок 1.6 – Трещины в главной раме тепловоза в зонах примыкания шкворневых балок к хребтовым ТЭМ2

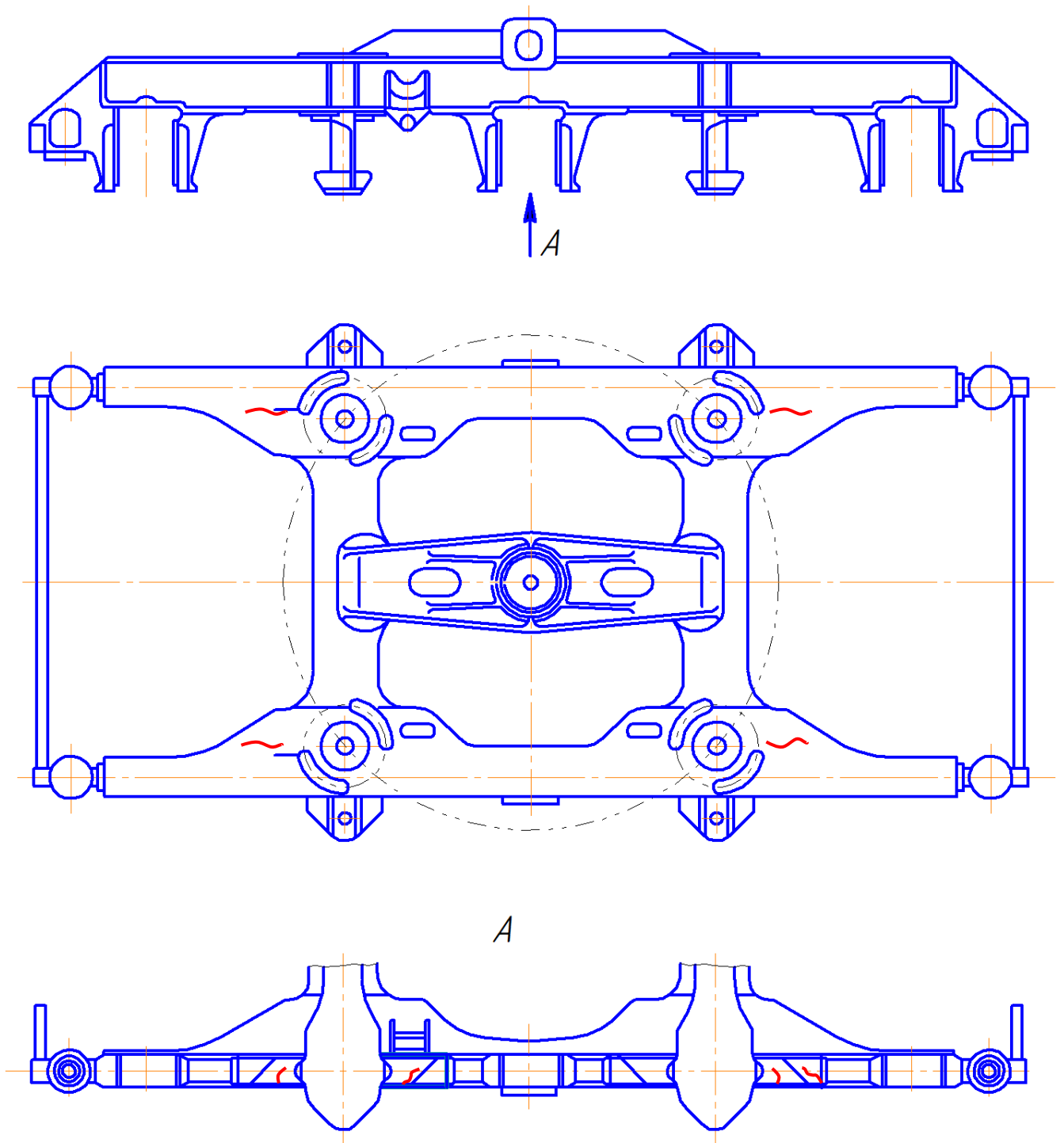


Рисунок 1.7 – Трещины в раме тележки тепловоза типа ТЭМ2



В рамах тележек (рисунок 1.8) отмечаются трещины:

– в зоне приварки кронштейнов крепления тягового электродвигателя к промежуточной балке рамы;

– в зоне соединения поперечной балки с боковиной.

По тепловозу 2ТЭ116.

Отмечались следующие повреждения:

– трещины в кронштейнах опор кузова;

– трещины в углах окна кронштейнов, соединяющих обносной швеллер с хребтовыми балками (кронштейны, как в районе опор кузова, так и промежуточные);

– трещины в настильных листах в районе фундаментов под редуктор вентилятора холодильника.

По результатам обследований, проводившихся ранее [94, 100], при проведении капитального ремонта на Ростовском электровозоремонтном заводе, фиксировались также массовые случаи повреждений элементов рам тележек и рам кузовов электровозов серий ВЛ80 и ЧС4.

По электровозу ВЛ80.

В рамах кузовов случаются трещины в кронштейнах противоразгрузочного устройства, шкворневых балках (рисунок 1.9), швеллерах боковых поясов.

В рамах тележек отмечаются трещины в боковинах, шкворневых брусах (рисунок 1.10) и кронштейнах люлечного подвешивания.

По электровозу ЧС4 отмечаются трещины в боковинах рам тележек.

В таблицах 1.2-1.4 приведена статистика повреждаемости рам тележек и рам кузовов электровозов серий ВЛ80, ЧС4, ЧС7.

42

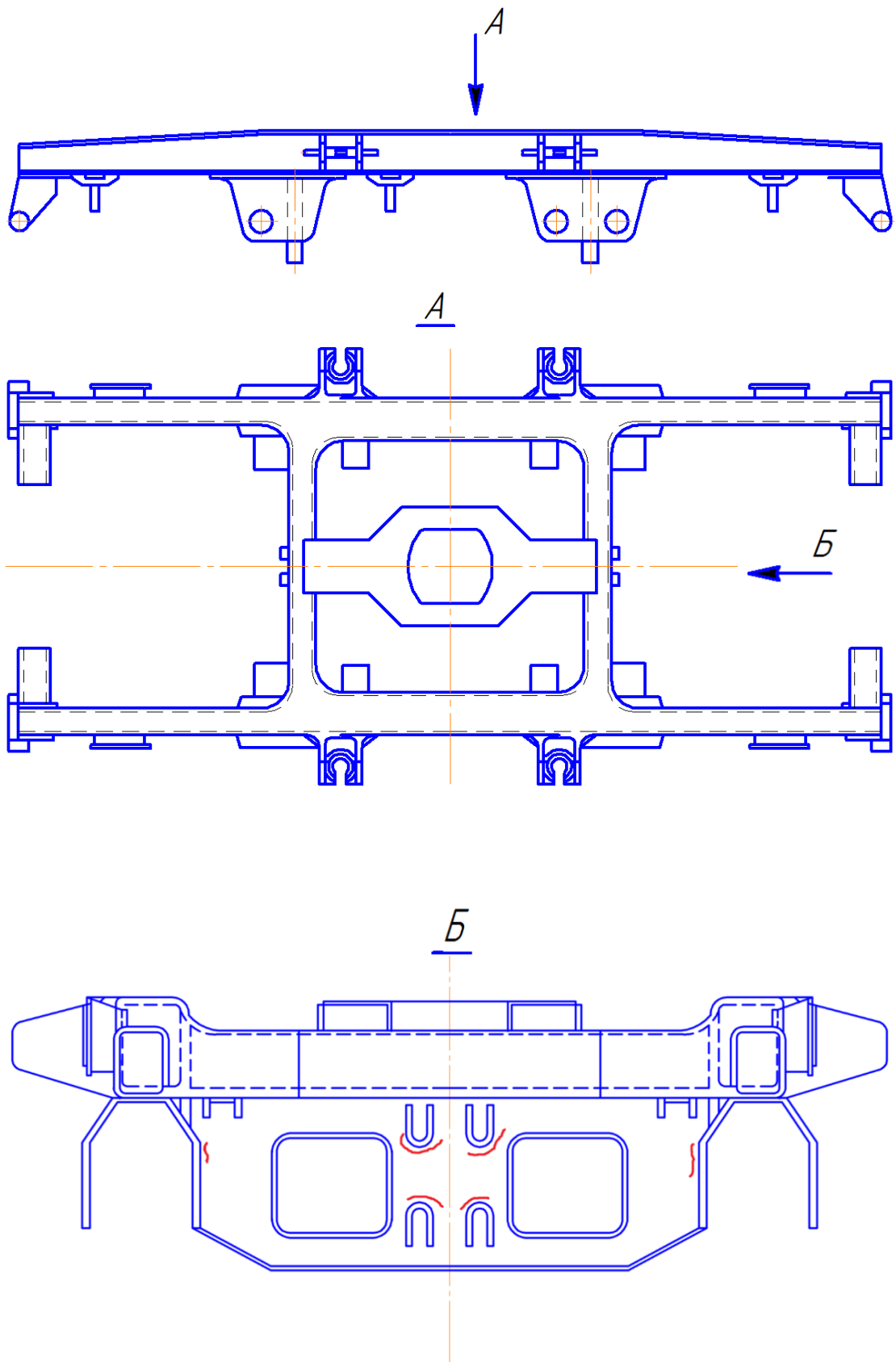
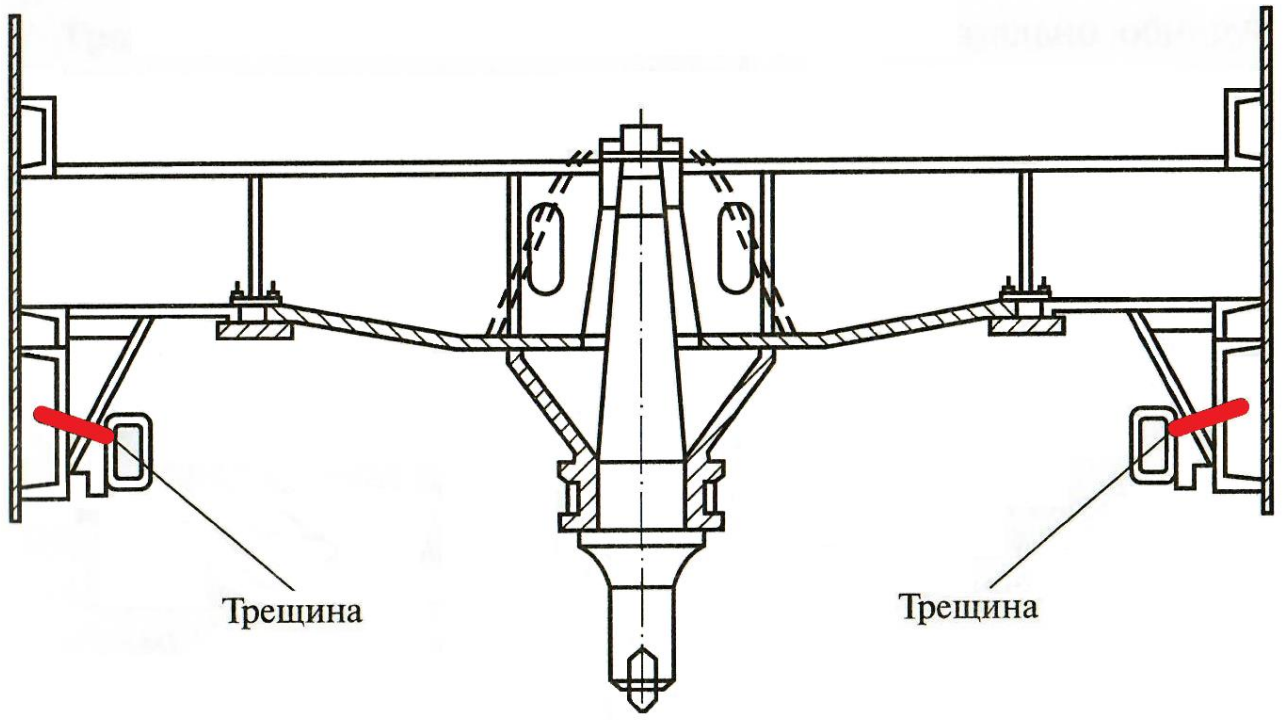
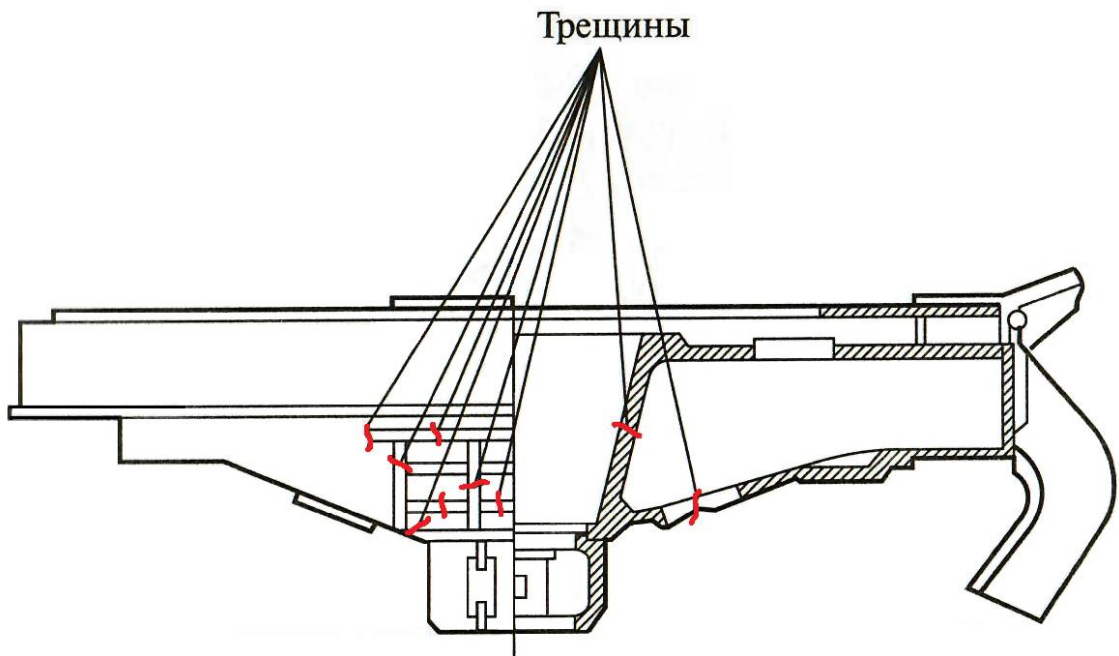


Рисунок 1.8 – Повреждения (трещины) в поперечных балках рам тележек тепловоза ЧМЭЗ



**Рисунок 1.9 – Трещины в шкворневом узле кузова электровоза ВЛ80С**



**Рисунок 1.10 – Трещины в раме тележки электровоза ВЛ80С**

**Таблица 1.2 – Повреждаемость рам тележек электровозов, проходивших капитальные ремонты на Ростовском электровозоремонтном заводе**

№ п/п	Электровоз	Эксплуатирующая дорога	Всего осмотрено рам	Количество трещин		
				в боковинах рам	в шкворневом брусе	в кронштейнах люлечного подвешивания
1	ВЛ80 С, Т	Московская	16	–	5	9
2	ВЛ80 С	Октябрьская	24	–	11	20
3	ВЛ80 С	Юго-Восточная	120	–	44	118
4	ЧС 4Т	Юго-Восточная	44	110	–	–
5	ВЛ80 С, К	Приволжская	32	–	9	28
6	ЧС 4	Приволжская	12	13	–	–
7	ВЛ80 С	Северная	144	–	43	77
8	ВЛ80 С, К	Северо-Кавказская	80	–	31	30
9	ЧС 4Т	Северо-Кавказская	24	66	–	–

**Таблица 1.3 – Повреждаемость шкворневых узлов рам тележек электровозов ЧС7**

№ п/п	Электровоз	Пробег на момент обнаружения трещин млн. км	Депо приписки	Характеристика трещины
1	ЧС 782 Е4 №110	1,4	Москва-3	В верхнем и нижнем листах поперечной балки по сварному шву с выходом на основной металл; у рамы № 2, длиной от 130 до 450 мм
2	ЧС 782 Е5 №137	1,76	Москва-3	По сварному шву с выходом на основной металл; у рамы № 2
3	ЧС 782 Е2 №021	2,4	Ильича	По сварному шву; у рамы № 2
4	ЧС 782 Е3 №072	2,37	Москва-Курская	По сварному шву; у рамы № 2
5	ЧС 782 Е3 №044	2,3	Москва-Киевская	По сварному шву; у рамы № 2
6	ЧС 782 Е2 №036	2,36	Ильича	По сварному шву; у рамы № 2
7	ЧС 782 Е1 №013	2,3	Москва-Киевская	По сварному шву; у рамы № 2
8	ЧС 782 Е5 №137	1,76	Москва-3	По сварному шву; у рамы № 2

**Таблица 1.4 – Повреждаемость рам тележек электровозов, проходивших капитальные ремонты на Ростовском электровозоремонтном заводе**

№ п/п	Электровоз	Эксплуатирующая дорога	Всего осмотрено рам	Количество трещин		
				в кронштейнах ПРУ	в шкворневых балках	в швеллерах боковых поясов
1	ВЛ80 С, Т	Московская	4	7	1	6
2	ВЛ80 С	Октябрьская	6	8	2	9
3	ВЛ80 С	Юго-Восточная	30	51	15	47
4	ВЛ80 С	Приволжская	8	6	2	8
5	ВЛ80 С	Горьковская	36	55	9	47
6	ВЛ80 С	Северная	32	51	7	39
7	ВЛ80 С, К,	Северо-Кавказская	20	19	5	19

Как видно из приведенных данных, выявляемые в несущих конструкциях и ответственных деталях локомотивов дефекты являются часто повторяющимися и типовыми, специфичными для конкретных серий локомотивов. Они носят усталостный характер, случаются из-за постепенного накопления повреждений вследствие сочетания конструкционных, технологических, эксплуатационных факторов и появляются после значительной наработки с пробегом более миллиона километров как результат старения материала, ухудшения прочностных и упругих характеристик в зоне термического влияния сварного шва, которые нельзя заранее обнаружить имеющимися в эксплуатации техническими средствами.

Анализ характера повреждений и НДС показал также, что повреждаемости шкворневых узлов рам тепловозов 2ТЭ10М и электровозов ЧС7 имеют явно выраженные признаки конструкционного дефекта. Их шкворневые узлы обладают недостаточной жесткостью, в результате чего проявляется эффект диафрагмы, когда под действием знакопеременной динамической нагрузки (сила инерции и изгибающий момент от него) при продольных колебаниях тележки относительно кузова, вызывают переменные изгибные деформации листа в месте приварки шкворня.

### 1.3 Выводы по разделу 1

1 Разработанные ранее и существующие подходы к оценке технического состояния ПС основаны главным образом на определении характеристик и параметров состояния металла деталей, статистике отказов, применении аппарата теории надежности и методов диагностики разной глубины с определением допустимых интервалов между ними, оптимизации системы ремонта и нормативных сроков службы. По этим данным не представляется возможным определить причины повреждений и отказов усталостного характера и в полной мере оценить техническое состояние детали по ресурсу.

2 Из анализа действующей нормативной документации по методам проведения испытаний и требованиям к оценке прочности конструкций подвижного состава следует, что обоснование их ресурса на стадии разработки и в процессе эксплуатации в явном виде не проводится и не позволяет ставить и решать задачи определения ресурса для повышения безопасности эксплуатации железнодорожной техники.

3 В соответствии с изложенной оценкой состояния вопроса поставлены задачи исследования характеристик сопротивления много- и малоцикловой усталости типовых узлов конструкций локомотивов, в том числе после длительной эксплуатации, уровня нагруженности базовых конструкций локомотива в условиях эксплуатации и на виртуальных моделях с последующим формированием типовых спектров нагружения.

4 С учетом анализа данных о повреждаемости в эксплуатации элементов конструкций локомотивов обоснована необходимость расчетно-экспериментальной оценки и прогнозирования ресурса деталей с учетом временных, климатических факторов и других условий эксплуатации (интенсивности, случайности нагрузок) и формирования вероятностных моделей исчерпания ресурса высоконагруженных деталей.

## **2 ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЛОКОМОТИВОВ**

### **2.1 Исследование характеристик сопротивления много- и малоцикловой усталости типовых узлов конструкций**

#### *2.1.1 Исследования характеристик материалов и конструкционных элементов*

В сварных конструкциях наиболее уязвимыми при действии переменных напряжений являются места соединения отдельных деталей и зоны концентрации напряжений.

Оценка прочности материала деталей на различных стадиях эксплуатации машин и оборудования, в том числе железнодорожной техники, является одной из главных задач обеспечения безопасной эксплуатации конструкций. Такая оценка необходима также для прогнозирования технического состояния объекта в процессе эксплуатации для установления сроков его периодического контроля, технического обслуживания и ремонта.

Исследования влияния циклической нагрузки на физико-механические свойства конструкционных материалов, начатые еще в середине прошлого века, показали, в частности, снижение пластичности материала с ростом числа циклов нагружения. Были установлены зависимости изменения сопротивления разрушению от амплитуды напряжения, позволяющие оценить исчерпание ресурса конструкционных элементов в процессе циклического нагружения [10, 20, 22, 23, 24, 40, 43, 44, 53, 73, 77, 98, 110, 137].

Природа усталости материалов многообразна и до конца не изучена. Условия накопления усталостных повреждений в гладких стандартных образцах и натуральных деталях существенно отличаются между собой. Они характеризуются рядом факторов. Изучением сопротивления усталости материалов деталей на основе результатов испытаний занимались В. Вейбулл, Гудман, Гербер, В.М. Даль, Дж. Коллинз, Л.Ф. Коффин, Г. Мазинг, М.А. Майнер, Е.О. Орован, Осгуд, Б.Ф. Пальмгрен, Петерсон, П. Форест, Р. Хейвуд, [16, 54, 86, 136, 142-144, 148, 149]. Также в этой области получили признание следующие ученые: И.А. Биргер, В.В. Болотин, В.А. Винокуров, М.М. Гохберг, А.П. Гусенков, Н.Н. Давиденков, В.С. Иванова, А.А. Ильющин, С.Н. Киселев, В.П. Когаев, Л.В. Коновалов, И.В. Кудрявцев, С.А. Куркин, В.В. Ларионов, А.А. Лебедев, Н.Н. Малинин, Н.И. Марин, Н.А. Махутов, В.В. Москвитин, Г.А. Николаев, И.А. Одинг, Н.О. Окерблом, И.М. Петрова, Г.С. Писаренко, С.Д. Пономарев, А.Н. Романов, С.В. Серенсен, М.Н. Степнов, В.Т. Трощенко, Г.В. Ужик, А.П. Шлющенко, Р.М. Шнейдерович и другие [8, 10-12, 17, 46, 53, 56, 58, 71, 85, 107, 108, 118, 130, 131].

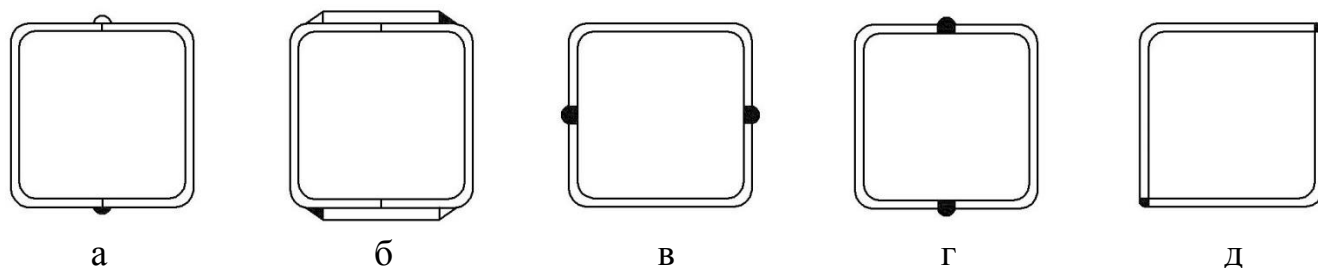
Наиболее существенными факторами, влияющими на сопротивление усталости сварных конструкций при переменном нагружении, являются следующие: концентрация напряжений в местах резких изменений геометрической формы, в зоне сварных швов; частота нагружения; предварительная пластическая деформация; остаточные технологические и сварочные напряжения.

При высоких напряжениях, порядка 0,8-0,9 от предела текучести материала, возможно возникновение в конструкциях упругопластических деформаций. Циклический характер такого нагружения металлоконструкций приводит к малоцикловой усталости сварных соединений [1, 21, 28, 32, 67, 89].

К числу параметров, определяющих напряженно-деформированное состояние сварных соединений, относятся [11, 12, 15, 54-56, 64, 82, 84, 135, 137]: форма и размеры детали, катет шва, глубина проплавления основного металла и др.



На рисунке 2.1 и в таблице 2.1 приведены примеры влияния сварных конструкций при различных способах исполнения на предел выносливости деталей при симметричном изгибе [3, 50, 88, 118, 135-137].



*а, б – сечения сварных балок из малоуглеродистой стали, швы прерывистые;  
в, г, д – сечения сварных балок из низколегированной стали, швы сплошные*

**Рисунок 2.1 – Варианты сечения балок при испытаниях на изгиб**

**Таблица 2.1 – Величины пределов выносливости сварных балок различного исполнения**

Обозначения	Тип сечения балок из стали				
	малоуглеродистой		низколегированной		
	а	б	в	г	д
$\sigma_{-1}$ , МПа	170	170	250	250	250
$\sigma_{-1\partial}$ , МПа	55	55	185	98	103
$K_{\sigma}$	3,09	3,07	1,35	2,55	2,42

$\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_{-1\partial}$  – пределы выносливости материала и детали при симметричном цикле нагружения соответственно;

$K_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений [27, 28, 31, 33-35, 64, 77, 82].

Из сравнения представленных сварных соединений следует, что повышенные коэффициенты концентрации напряжений создают те, которые выполнены прерывистым швом (рисунок 2.1, варианты а, б), а также со сварными швами, расположенными в зоне максимальных номинальных напряжений (рисунок 2.1, варианты г, д). Существенно ниже коэффициенты концентрации в балках, составленных из гнутых профилей и соединенных в зоне с низким уровнем напряжений (рисунок 2.1, вариант в). В них разрушение происходит по основному металлу. Показательными также являются результаты, полученные при испытаниях на

усталость боковины рамы тележки тепловоза с приваренными к ней накладками различной формы (рисунок 2.2) [3, 82, 100, 135, 137].

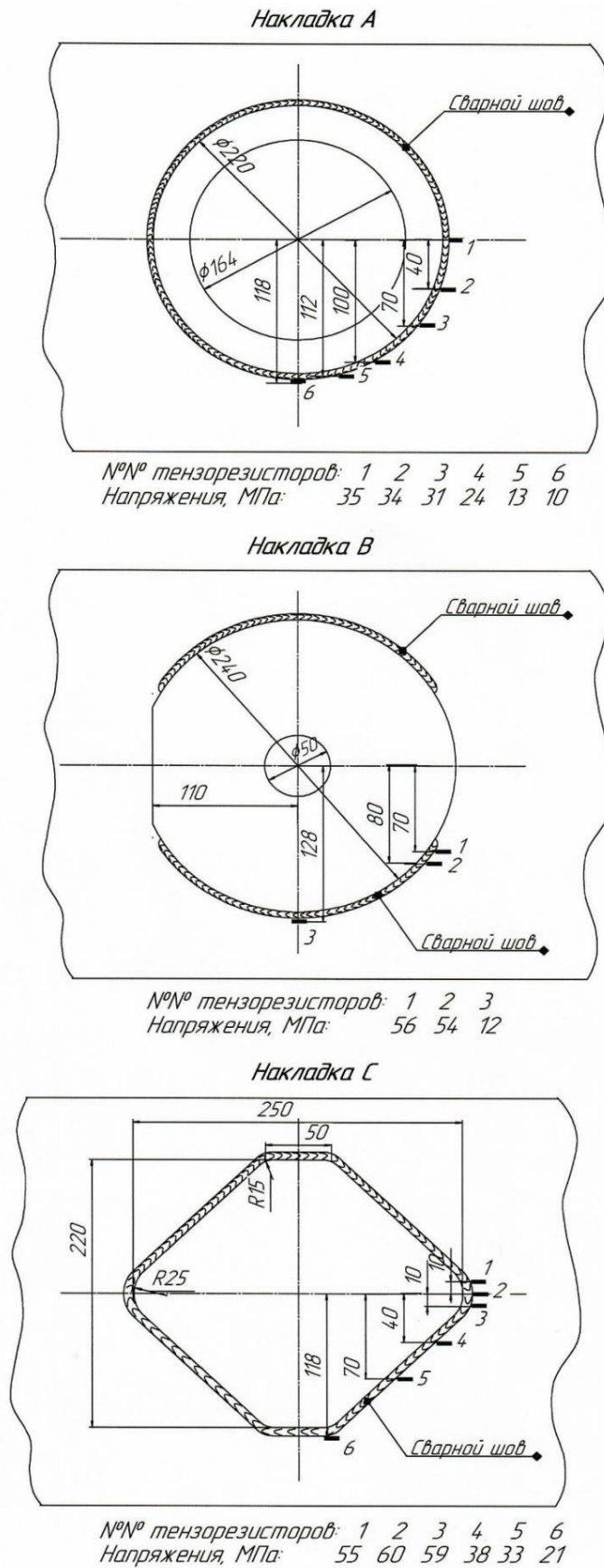
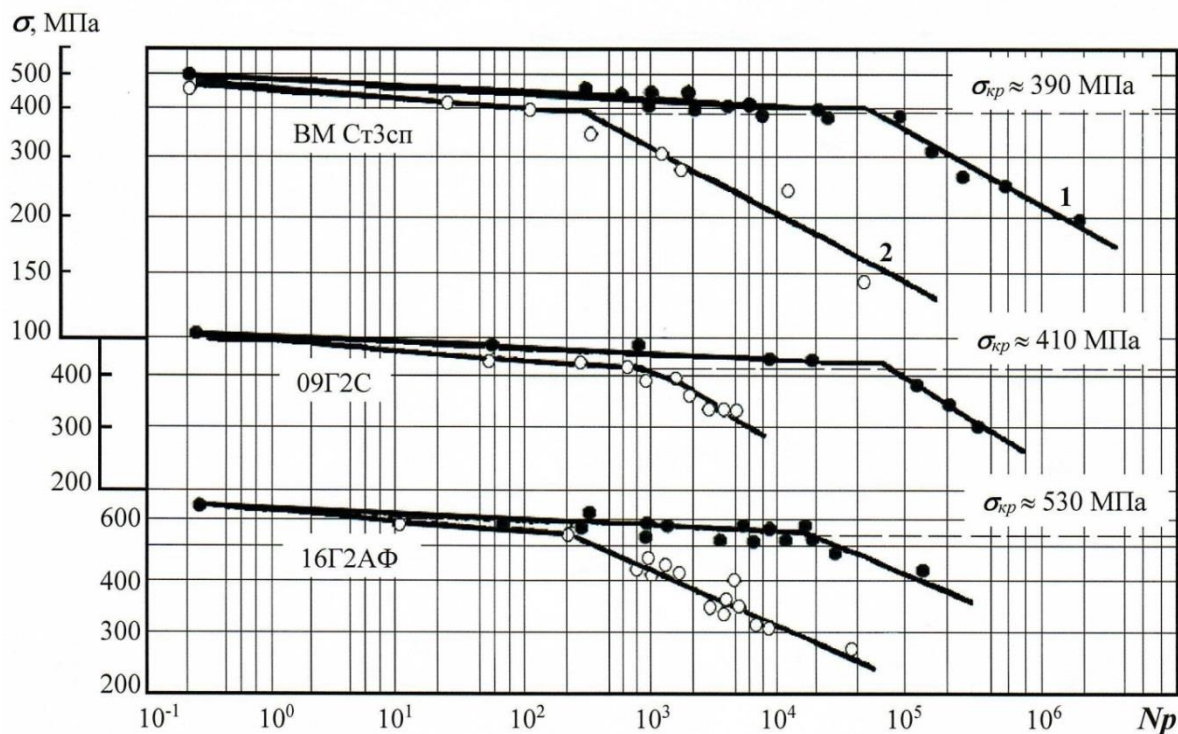


Рисунок 2.2 – Общие виды опытных сварных накладок

На рисунке 2.3 приведены результаты испытаний стандартных образцов из сталей марок Ст3сп, 09Г2С, 16Г2АФ при нагрузках с частотами от 2 до 10 цикл/мин в области малоциклового усталости и с частотами от 100 до 300 цикл/мин при многоциклового усталости в упругой области [85].



**Рисунок 2.3 – Кривые малоциклового усталости гладких образцов при отнулевом 1 и симметричном 2 цикле нагружения**

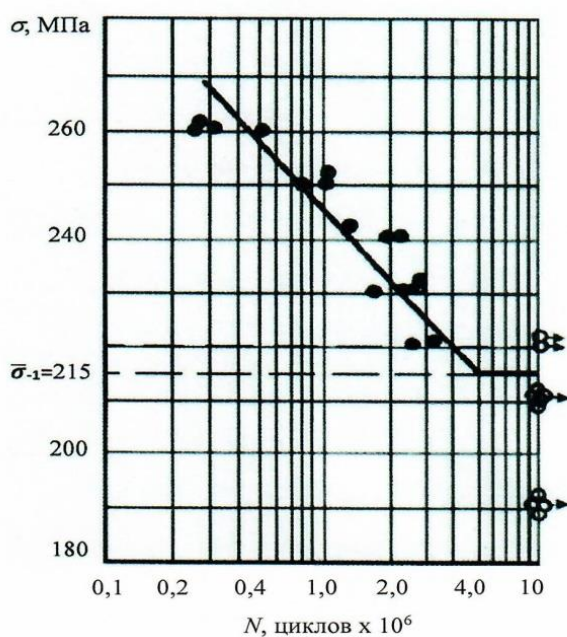
По результатам ряда исследований [48, 49, 53, 56, 72, 103, 107, 113, 118, 127, 128, 141] величина  $a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i}$  отклоняется от единицы из-за того, что накопление усталостных повреждений в реальной эксплуатации разнится по сравнению с законом линейного суммирования относительных долговечностей.

Исследования накопления усталостных повреждений с учетом случайного характера нагружения при изменяющихся в широком диапазоне амплитудах напряжений позволили получить уточненные значения долговечности, которые были рассчитаны по уравнениям скорректированной линейной гипотезы накопления усталостных повреждений [48, 53, 72, 77, 103, 111, 118].

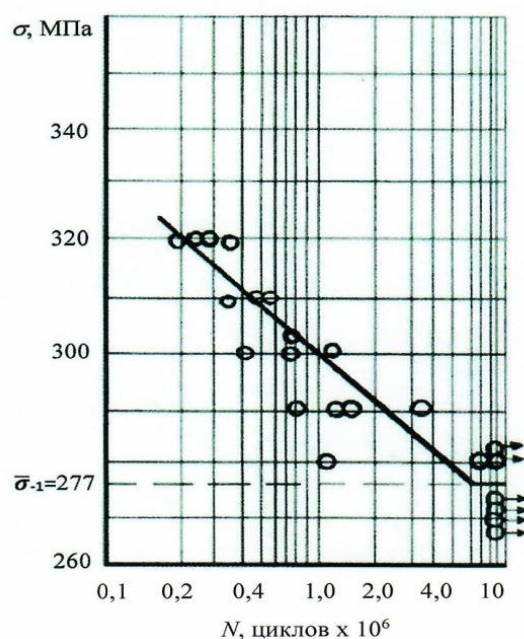
С целью исследования характеристик сопротивления усталости материалов в много- и малоциклового областях нагружения и оценку влияния упругопластических деформаций на сопротивление усталости материала при комбинированном

нагрузении проведена серия экспериментов на стальных стандартных образцах, изготовленных в соответствии с [27].

Многоцикловые испытания проводились на испытательной машине МУИ-6000 при частоте циклического нагружения  $100 \text{ с}^{-1}$  на базе  $10^7$  циклов нагружения при постоянных уровнях амплитуд напряжений в соответствии с [27] и при ступенчатом увеличении нагрузки. Результаты испытаний представлены на рисунке 2.4 и в таблицах 2.2 и 2.3.



а) Сталь Ст3



б) Сталь 45

**Рисунок 2.4 – Пределы выносливости сталей марок Ст3 и 45 по результатам испытаний стандартных образцов диаметром 7,5 мм**

Таблица 2.2 – Результаты испытаний на усталость стандартных образцов из стали Ст3

Параметры кривой усталости									
Амплитуды испытательных напряжений $\sigma_a$ , МПа	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	Средние значения $N \cdot 10^3$
260	1	250	8	320	15	570	22	270	352,5
250	2	830	9	1100	16	820	23	1040	947,5
240	3	1400	10	1300	17	1900	24	2200	1700
230	4	2200	11	2400	18	1600	25	2600	2200
220	5	$>10^4$	12	2600	19	3200	26	$>10^4$	2900
210	6	$>10^4$	13	$>10^4$	20	$>10^4$	27	$>10^4$	$>10^4$
190	7	$>10^4$	14	$>10^4$	21	$>10^4$	28	$>10^4$	$>10^4$
Предел выносливости		225		215		215		225	$\bar{\sigma}_{-1}=215$
Уравнение регрессии		$\lg N = -0,0246 \sigma + 12,49$							



Таблица 2.3 – Результаты испытаний на усталость стандартных образцов из стали 45

Амплитуды испытательных напряжений $\sigma_a$ , МПа	Параметры кривой усталости										Средние значения $N \cdot 10^3$
	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	№ образца	Число циклов до разрушения $N \cdot 10^3$	
320	1	327	8	256	15	386	22	228	299		
310	2	774	9	640	16	530	23	398	585		
300	3	847	10	771	17	1172	24	474	816		
290	4	1691	11	1469	18	869	25	3735	1941		
280	5	1100	12	7643	19	$>10^4$	26	$>10^4$	4370		
270	6	$>10^4$	13	$>10^4$	20	$>10^4$	27	$>10^4$	$>10^4$		
260	7	$>10^4$	14	$>10^4$	21	$>10^4$	28	$>10^4$	$>10^4$		
Предел выносливости		275		275		285		285	$\bar{\sigma}_{-1}=277$		
Уравнение регрессии	$\lg N = -0,0345 \sigma + 16,37$										

По результатам проведенных испытаний определены пределы выносливости сталей марок Ст3 и Сталь 45 при изгибе на базе  $10^7$  циклов и составили 216-220 МПа и 275-280 МПа соответственно, а на базе  $10^5$  – 290 и 330 МПа.

Их кривые усталости (рисунок 2.4) описываются уравнениями, приведенными в таблицах 2.2 и 2.3:

– для Ст3  $\lg N = -0,0246 \sigma + 12,49$ ;

– для Стали 45  $\lg N = -0,0345 \sigma + 16,37$ .

### ***2.1.2 Испытания базовых узлов в эксплуатационных условиях***

В соответствии с действующими нормативными требованиями [35] исследования прочности конструкций локомотивов проводятся в порядке, предусмотренном [36]. Для установления показателей прочности испытаниям можно подвергать как локомотив в целом, так и отдельные узлы его экипажной части. При этом определяются следующие показатели:

- прочность кузова (главной рамы) от действия продольных сил растяжения-сжатия, направленных по оси автосцепок;
- прочность кузова (главной рамы) от действия нормативной силы соударения, приложенной к сцепному устройству;
- сопротивление усталости рам тележек и промежуточных рам (балок, брусьев и т.п.) второй ступени подвешивания;
- коэффициенты запаса сопротивления усталости конструкций экипажной части, валов тягового привода, зубчатых колес и пружин рессорного подвешивания.

Напряженно-деформированное состояние конструкций локомотивов исследуется методом тензометрирования. Измерения проводятся по напряжениям, полученным в различных местах объекта в ходе испытаний, устанавливаются

наиболее нагруженные зоны, по которым в дальнейшем проводят оценку прочности конструкций.

Исходя из целей испытаний, а также особенностей испытательного оборудования, для стендовых испытаний на сопротивление усталости используются конструкции, а также им подобные конструктивные элементы малых размеров или отдельные вырезанные детали и изготовленные из них стандартные образцы.

В соответствии с [29] «При достаточном количестве результатов испытаний они представляются в виде кривой усталости или как функция долговечности при случайном нагружении для определения вероятности безотказной работы или вероятности неразрушения».

Эксплуатационное нагружение может быть определено:

- характером нагружения (случайное, квазистатическое, детерминированное, ударное, колебательное);
- изменением уровней и частот сил, перемещений, деформаций, напряжений, ускорений;
- параметрами окружающей среды (температурой, коррозией, давлением);
- видом нагружения (растяжение-сжатие, кручение, изгиб, сдвиг);
- асимметрией цикла нагружения;
- формой спектра нагрузок.

Применительно к локомотивам, для определения характеристик много- и малоциклового усталости базовых конструкций с целью оценки их ресурса, принимаются изложенные ниже объем и порядок проведения экспериментальных исследований.

Для определения характеристик нагруженности базовых частей локомотива под действием эксплуатационных нагрузок проводятся стендовые испытания от действия продольных статических нагрузок по оси автосцепок, испытания на соударение и ходовые динамико-прочностные испытания, стендовые испытания натуральных деталей или конструктивных элементов.

Учитывается также, что при эксплуатации локомотива в условиях интенсивных переменных циклических нагрузок работают главным образом рама те-



лежки, ее составные части (надрессорные балки и др. элементы), связанные с ней детали (кронштейны и прочее), конструктивные элементы связи тележки с кузовом (шкворни и т.п.). При многоцикловом их воздействии снижаются сопротивление усталости конструкции и ее ресурс. Методика вибрационных испытаний рамы тележки на структурную прочность, предусмотренная [36] и применяемая, в том числе и при сертификации, для оценки этих показателей неприемлема. Такие испытания, которые проводятся под действием одного уровня максимальной эксплуатационной нагрузки на базе  $10^7$  циклов, предназначены для вновь изготовленных рам. При этом они могут выявить некоторые несовершенства конструкции и технологии, а также дефекты изготовления. А у много лет проработавших («старых») рам эти факторы не проявятся, т.к. если и были дефекты, то они уже обнаружались в процессе эксплуатации, а остаточные напряжения в элементах конструкции от термического влияния сварки за это время могут частично релаксировать. По результатам таких испытаний нельзя построить кривую усталости, определить предел выносливости, запас прочности и другие характеристики сопротивления усталости детали, которые необходимы для оценки ее ресурса.

На главные рамы (кузова) тягового подвижного состава в эксплуатации действуют значительные продольные квазистатические и ударные нагрузки с относительно малым числом повторений. При этом в отдельных узлах главной рамы могут возникать напряжения, близкие к пределу текучести материала с возможным накоплением остаточных деформаций.

В этом случае расчет ресурса должен производиться по деформационным критериям малоциклового усталости. Для этого проводятся испытания и (или) расчеты главной рамы и кузова локомотива под действием статических продольных нагрузок через автосцепные устройства и испытания на соударения.

Для определения характеристик сопротивления усталости (кривая усталости, ее параметры, предел выносливости) рамы тележки необходимо проведение циклических (вибрационных) испытаний рам тележек на базе  $10^7$  циклов нагружения до их разрушения при различных амплитудах в асимметричном цикле нагружения. При определении уровней и способа испытательного нагружения

следует также учитывать спектр нагрузок, полученный по результатам ходовых динамико-прочностных испытаний. Испытания необходимо провести на нескольких (не менее трех) образцах рам, а также отдельных ее несущих частях и ответственных деталях, наиболее нагруженных по результатам расчетов или повреждаемых в эксплуатации и включающих места концентрации напряжений. Методика стендовых усталостных испытаний рамы тележки и натурных испытаний локомотива в целом и способы обработки результатов испытаний приведены в Приложении А.

В таблицах 2.4 и 2.5 и на рисунках 2.5 и 2.6 приведены результаты статистической обработки и расчет показателей сопротивления усталости (пределы выносливости и показатели угла наклона кривой усталости) рамы тележки бесчелюстного типа тепловоза М62 и рамы тележки тепловоза ТЭМ2.

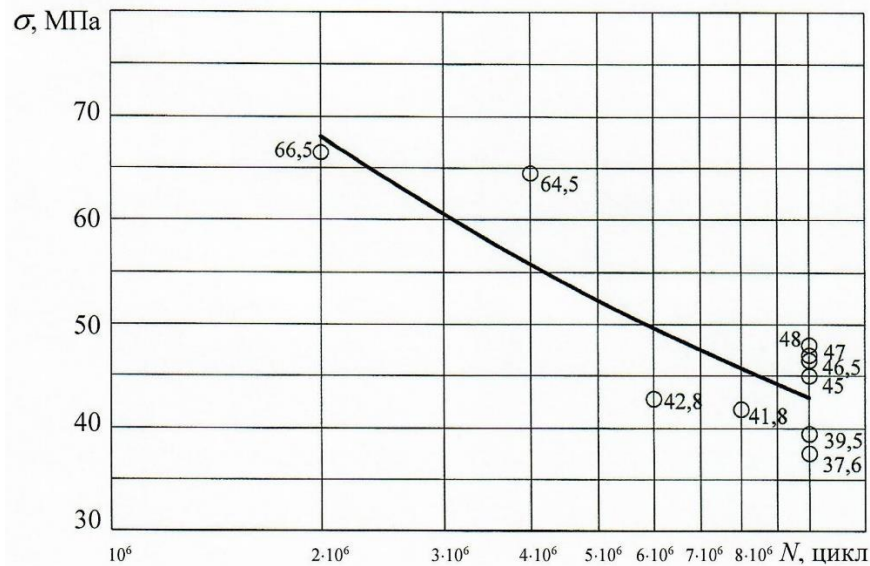
Таблица 2.4 – Результаты расчета показателей сопротивления усталости рамы тележки бесчелюстного типа тепловоза М62

$\sigma_i$ , МПа	$N_i$	$\lg \sigma_i$	$\lg N_i$	$(\lg \sigma_i - \overline{\lg \sigma})^2$	$(\lg N_i - \overline{\lg N})^2$	$\lg \sigma_i - \overline{\lg \sigma}$	$\lg N_i - \overline{\lg N}$	$(\lg \sigma_i - \overline{\lg \sigma}) \times (\lg N_i - \overline{\lg N})$
66,5	2000000	1,8228	6,3010	0,0274	0,3322	0,1656	-0,5763	-0,0954
46,5	10000000	1,6675	7,0000	0,0001	0,0150	0,0102	0,1226	0,0013
64,5	4000000	1,9365	6,6021	0,0232	0,0758	0,1523	-0,2753	-0,0419
53	10000000	1,8531	7,0000	0,0045	0,0150	0,0671	0,1226	0,0082
42,8	6000000	1,6314	6,7782	0,0007	0,0098	-0,0258	-0,0992	0,0026
37,6	10000000	1,5752	7,0000	0,0067	0,0150	-0,0820	0,1226	-0,0101
41,8	8000000	1,6212	6,9031	0,0013	0,0007	-0,0360	0,0257	-0,0009
39,5	10000000	1,5966	7,0000	0,0037	0,0150	-0,0606	0,1226	-0,0074
36,3	5000000	1,5599	6,6990	0,0095	0,0318	-0,0973	-0,1784	0,0174
30,1	10000000	1,4786	7,0000	0,0319	0,0150	-0,1787	0,1226	-0,0219
47	10000000	1,6721	7,0000	0,0002	0,0150	0,0149	0,1226	0,0018
45	10000000	1,6532	7,0000	0,0000	0,0150	-0,0040	0,1226	-0,0005
51	10000000	1,7076	7,0000	0,0025	0,0150	0,0503	0,1226	0,0062
48	10000000	1,6812	7,0000	0,0006	0,0150	0,0240	0,1226	0,0029
		$\overline{\lg \sigma}$	$\overline{\lg N}$	$S_{\lg \sigma}$	$S_{\lg N}$			$\rho$
		1,6572	6,8774	0,0896	0,2045			-0,5375

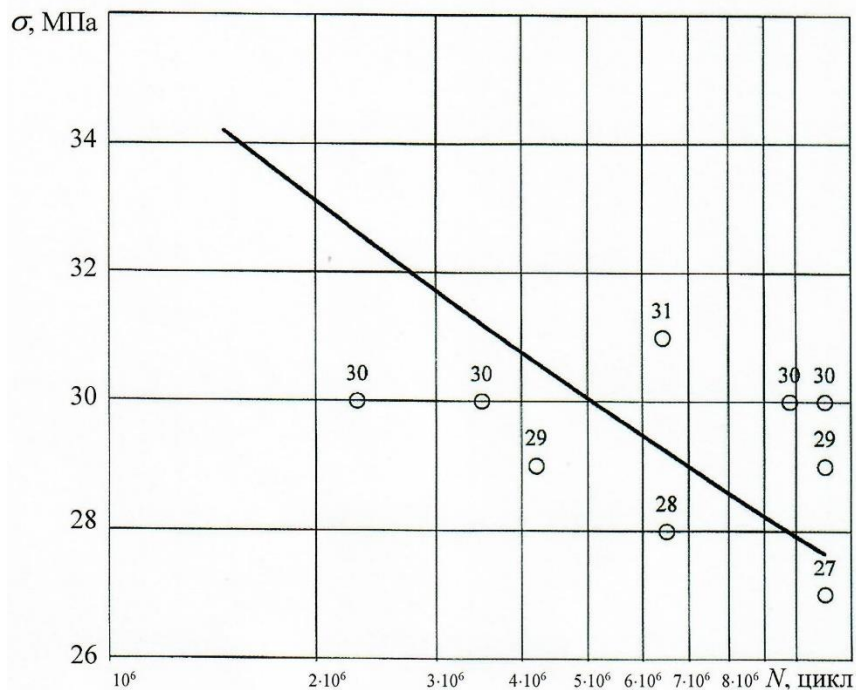
Таблица 2.5 – Результаты расчета показателей сопротивления усталости рамы тележки тепловоза ТЭМ2

$\sigma_i$ , МПа	$N_i$	$\lg \sigma_i$	$\lg N_i$	$(\lg \sigma_i - \overline{\lg \sigma})^2$	$(\lg N_i - \overline{\lg N})^2$	$\lg \sigma_i - \overline{\lg \sigma}$	$\lg N_i - \overline{\lg N}$	$(\lg \sigma_i - \overline{\lg \sigma}) \times (\lg N_i - \overline{\lg N})$
30,0	2300000	1,4771	6,3617	0,0001	0,2027	0,0113	-0,4503	-0,0051
25,0	11000000	1,3979	7,0414	0,0046	0,0526	-0,0679	0,2294	-0,0156
27,0	11000000	1,4314	7,0414	0,0012	0,0526	-0,0345	0,2294	-0,0079
30,0	3500000	1,4771	6,5441	0,0001	0,0718	0,0113	-0,2679	-0,0030
25,0	11000000	1,3979	7,0414	0,0046	0,0526	-0,0679	0,2294	-0,0156
30,0	11000000	1,4771	7,0414	0,0001	0,0526	0,0113	0,2294	0,0026
38,0	1470000	1,5798	6,1673	0,0130	0,4156	0,1139	-0,6447	-0,0735
30,0	11000000	1,4771	7,0414	0,0001	0,0526	0,0113	0,2294	0,0026
30,0	9790000	1,4771	6,9908	0,0001	0,0320	0,0113	0,1788	0,0020
28,0	6500000	1,4472	6,8129	0,0003	0,0000	-0,0187	0,0009	0,0000
29,0	4200000	1,4624	6,6232	0,0000	0,0356	-0,0034	-0,1887	0,0007
29,0	11000000	1,4624	7,0414	0,0000	0,0526	-0,0034	0,2294	-0,0008
31,0	6420000	1,4914	6,8075	0,0007	0,0000	0,0255	-0,0045	-0,0001
		$\overline{\lg \sigma}$	$\overline{\lg N}$	$S_{\lg \sigma}$	$S_{\lg N}$			$\rho$
		1,4658	6,8120	0,0457	0,2991			-0,1137





**Рисунок 2.5 – Характеристика сопротивления усталости рамы тележки бесчелюстного типа в полулогарифмических координатах**



**Рисунок 2.6 – Характеристика сопротивления усталости рамы тележки челюстного типа в полулогарифмических координатах**

Из результатов испытаний видно, что пределы выносливости натуральных деталей (рамы тележек тепловозов М62 и ТЭМ2), которые составляют ориентировочно 44 МПа и 27 МПа соответственно, отличаются от полученных на стандартных образцах из их материалов 220 МПа. Эта разница обусловлена факторами влияния главным образом концентрации напряжений в сварных соединениях, размеров деталей и качества их поверхностей.

## **2.2 Компьютерное моделирование нагруженности несущих конструкций локомотивов**

Конструкции механической части тягового подвижного состава, форма и размеры их несущих элементов определяются деформациями и напряжениями в них от рабочих нагрузок при указанных в проектном задании, нормативных режимах работы и условиях (в том числе экстремальных) окружающей среды [19, 38-43]. Их фактическая нагруженность, необходимая для достоверной оценки прочности и ресурса, изучается по результатам проведения ходовых динамико-прочностных испытаний локомотива по различным элементам пути. Эксплуатационная нагруженность исследуемых узлов экипажной части определяется методами моделирования движения локомотива при помощи современных программных комплексов [60, 75, 95, 110, 146, 147].

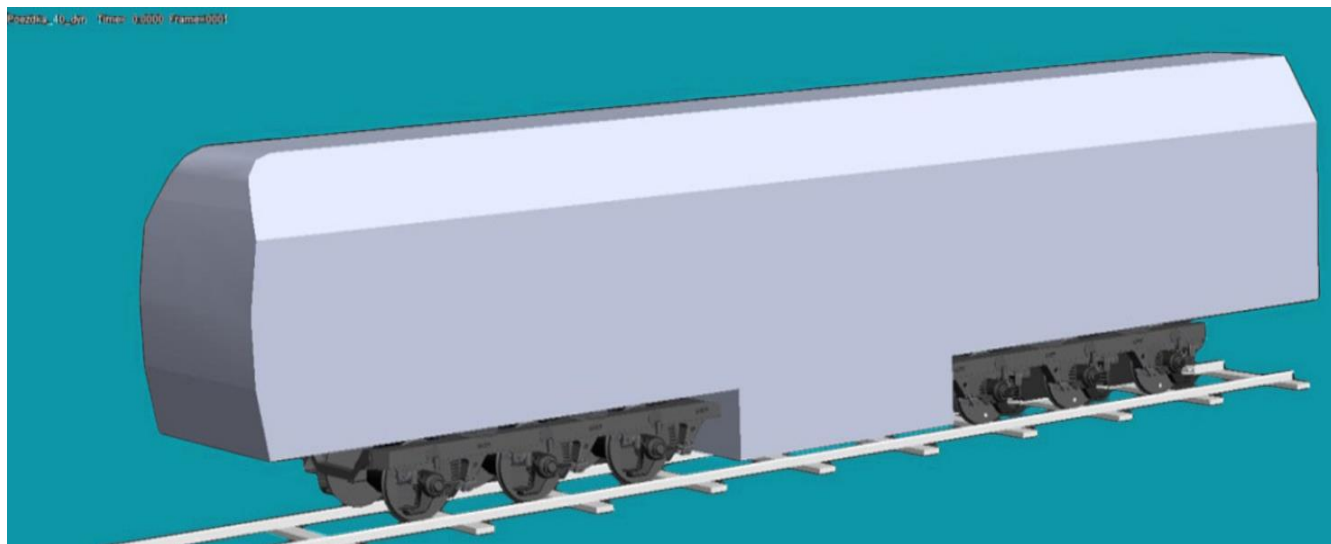
Для построения виртуальной математической модели был выбран тепловоз 2ТЭ25К. Секция этого тепловоза представляет собой шестиосный экипаж на двух трехосных тележках бесчелюстного типа.

Целью моделирования экипажа и путевых воздействий на него при движении тепловоза 2ТЭ25К является:

- определение величин динамических напряжений в раме тележки при движении тепловоза с различными скоростями и в зависимости от характеристик участков железнодорожного пути;
- оценка возможности исследования эксплуатационной нагруженности конструктивных элементов экипажной части локомотива на виртуальных моделях на основе верификации напряженно-деформированного состояния компьютерной модели рамы тележки тепловоза путем сравнения с результатами проведенных натурных испытаний [114, 119, 141].

В разработанной модели секции тепловоза подсистема «Тележка» состоит из твердых тел и упругой рамы тележки, что позволяет получать в этом объекте динамические напряжения при движении тепловоза по рельсовому пути. Подсистема «Кузов» в этой модели – твердотельный. Модель тепловоза и его составных частей построена при помощи программного продукта MSC.Adams/Rail, который предназначен для моделирования динамических процессов железнодорожного подвижного состава.

Общие виды моделей составных частей секции тепловоза приведены на рисунках 2.7 и 2.8.



**Рисунок 2.7 – Модель секции тепловоза 2ТЭ25К**

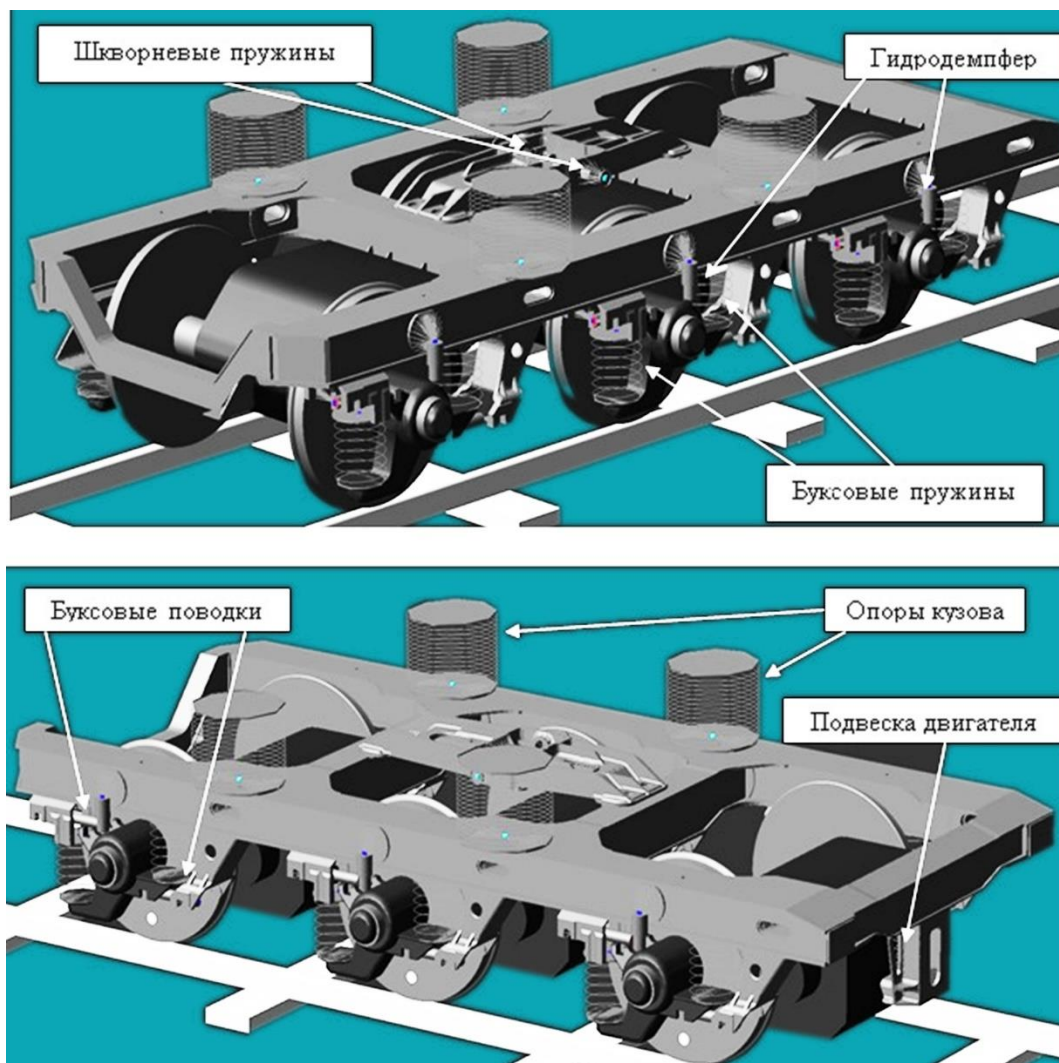


Рисунок 2.8 – Модель тележки тепловоза 2ТЭ25К

В модели тележки колесные пары, буксовые узлы, тяговые электродвигатели – твердотельные с соответствующими массовыми и инерционными характеристиками.

Буксовые поводки, пружины подвески тяговых двигателей к раме тележки, пружины буксовой ступени рессорного подвешивания, опоры кузова, буксовые гидродемпферы, шкворневые пружины тележки смоделированы силовыми элементами с соответствующими массовыми и инерционными характеристиками.

Остальные элементы тележки учитывались путем добавления их масс к массе рамы тележки.

Рама тележки в модели рассматривается как упругое тело. Создание конечно-элементной сетки для представления рамы тележки упругим телом реализуется в программе MSC.Patran. Для моделирования упругих свойств рамы тележки



применен модальный подход, в соответствии с которым малые упругие перемещения рамы представляются преобразованным набором форм колебаний относительно интерфейсных узлов, в которых рама связана с другими элементами тележки.

При таком подходе подготовка данных включает описание тела методом конечных элементов и расчет необходимого числа форм и соответствующих этим формам напряжений через метод связанных подструктур (Крэйга-Бемптона), известный как метод динамической редукции системы уравнений движения деформируемого тела. Его применение позволяет значительно ускорить процесс динамических расчетов.

Метод реализован в программном КЭ комплексе MSC.Marc, который создает специальный файл для интеграции КЭ модели рамы в MSC.Adams/Rail.

Конечно-элементная модель рамы тележки с интерфейсными узлами для расчета форм колебаний приведена на рисунке 2.9. Модель содержит 616041 тетраэдральных четырех-узловых элементов и 166787 узлов.

Основные исходные данные для модели секции тепловоза, уточненные по результатам ходовых динамико-прочностных испытаний тепловоза 2ТЭ25К [119], приведены в таблице 2.6.

Для верификации конечно-элементной модели рамы тележки с точки зрения достоверности ее напряженно-деформированного состояния с помощью программного продукта MSC.Marc был проведен расчет напряжений в раме тележки от действия вертикальной статической нагрузки (половина веса кузова с установленным на нем оборудованием). Полученные результаты сравнивались с экспериментальными данными.

Также были рассчитаны собственные частоты колебаний секции тепловоза и проведено сравнение их величин с результатами эксперимента.

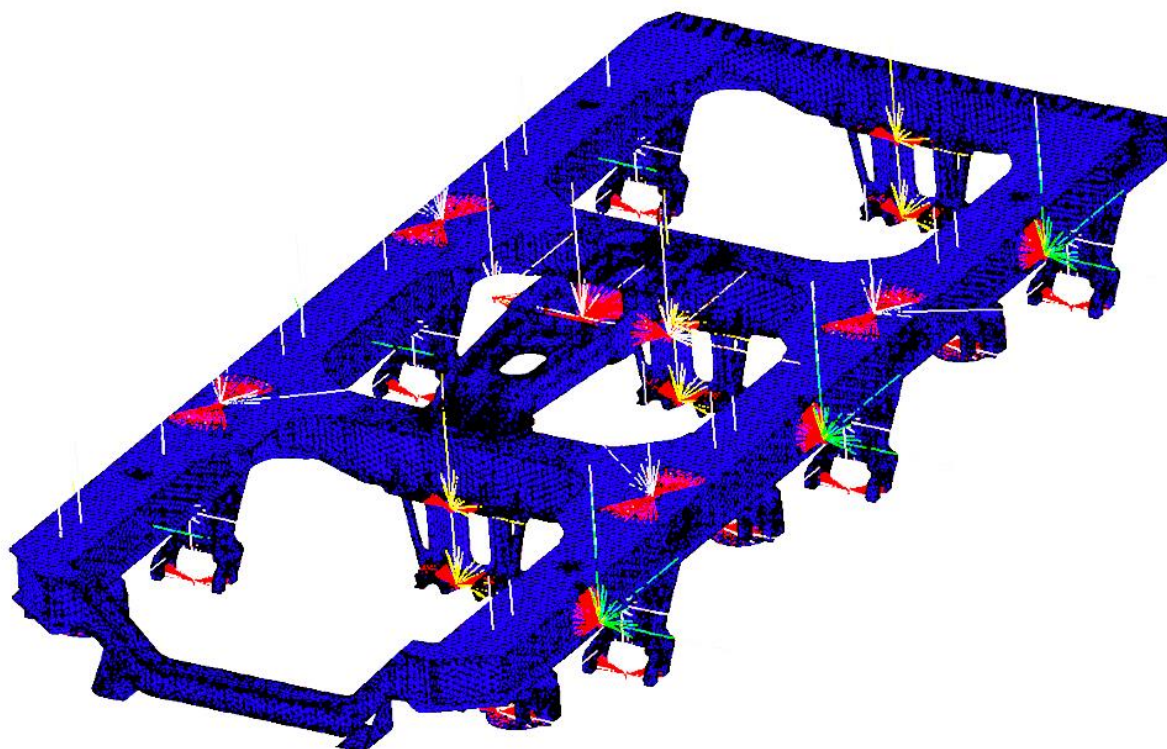


Рисунок 2.9 – Конечно-элементная модель рамы тележки с интерфейсными узлами

Таблица 2.6 – Основные исходные данные для модели секции тепловоза

Параметр	Значение
Вес одной секции тепловоза, кг	144400
Масса кузова, кг	97520
База кузова по осям автосцепок, м	20
База между осями шкворней, м	10,2
Масса тележки, кг	23440
Масса рамы тележки (с учетом тормозного оборудования), кг	5091
Масса тягового двигателя, кг	3326
Масса колесной пары в сборе, кг	2790
Диаметр колес по кругу катания, м	1,05
Жесткость одного комплекта пружин буксовой ступени рессорного подвешивания, Н/м	369837
Вертикальная жесткость резинометаллических буксовых поводков, Н/м	88290
Поперечная жесткость буксовых поводков, Н/м	1618650
Жесткость одной резинометаллической опоры кузова, Н/м	9810000
Жесткость пружин в шкворневом узле, Н/м	3924000
Поперечный зазор в шкворневом узле, м	0,02

На рисунках 2.10 и 2.11 показаны результаты расчета напряженно-деформированного состояния рамы тележки секции тепловоза от действия вертикальной нагрузки, проведенные в программных конечно-элементных комплексах MSC.Marc и MSC.Adams/Rail при моделировании рамы тележки упругим телом [113].

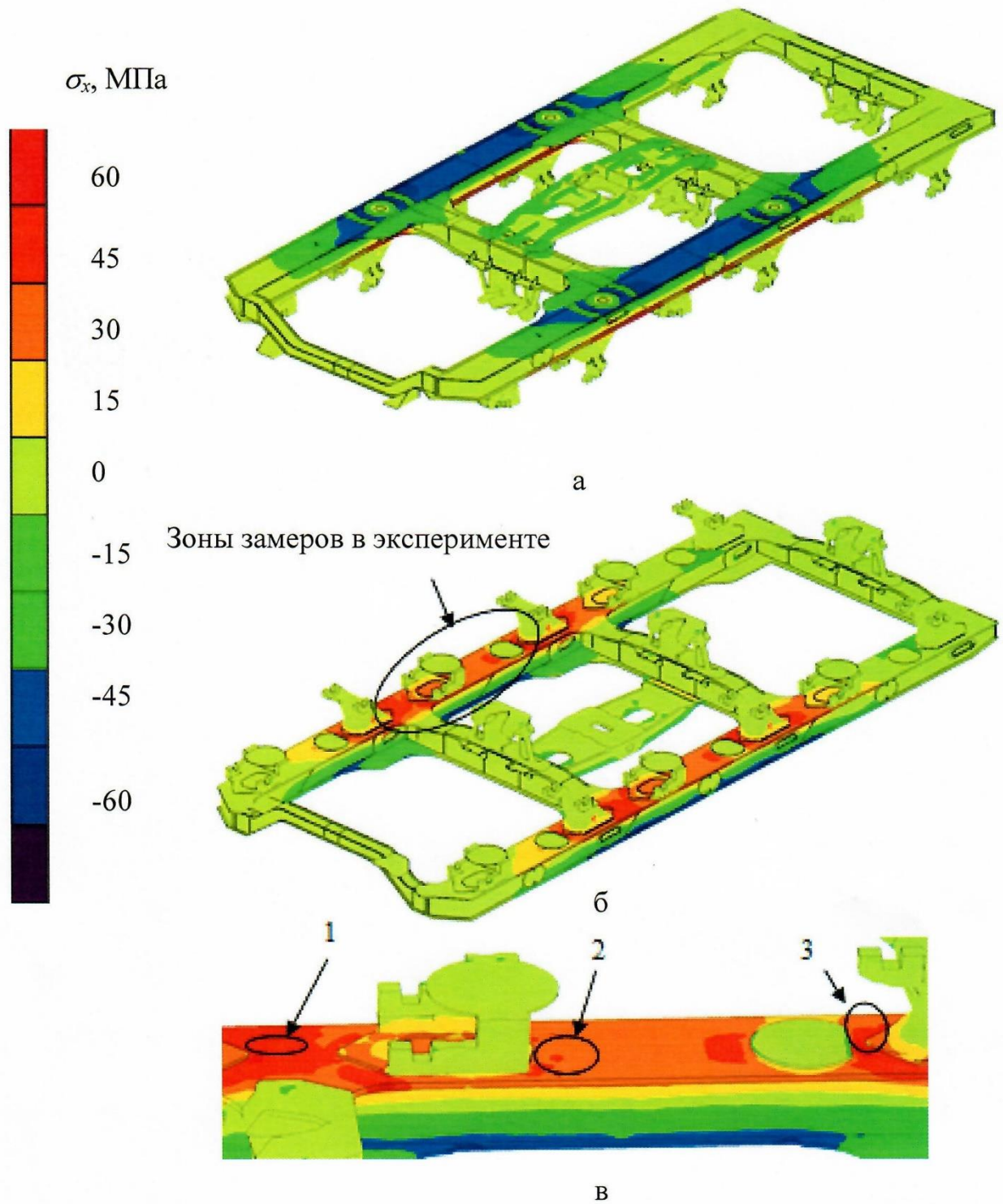
На этих же рисунках показаны наиболее нагруженные элементы рамы тележки, где были проведены испытания и были измерены статические напряжения от действия вертикальной нагрузки [114].

В таблице 2.7 приведены рассчитанные на конечно-элементных моделях и экспериментально измеренные значения статических напряжений для наиболее нагруженных зон.

**Таблица 2.7 – Значения напряжений от действия вертикальной статической нагрузки**

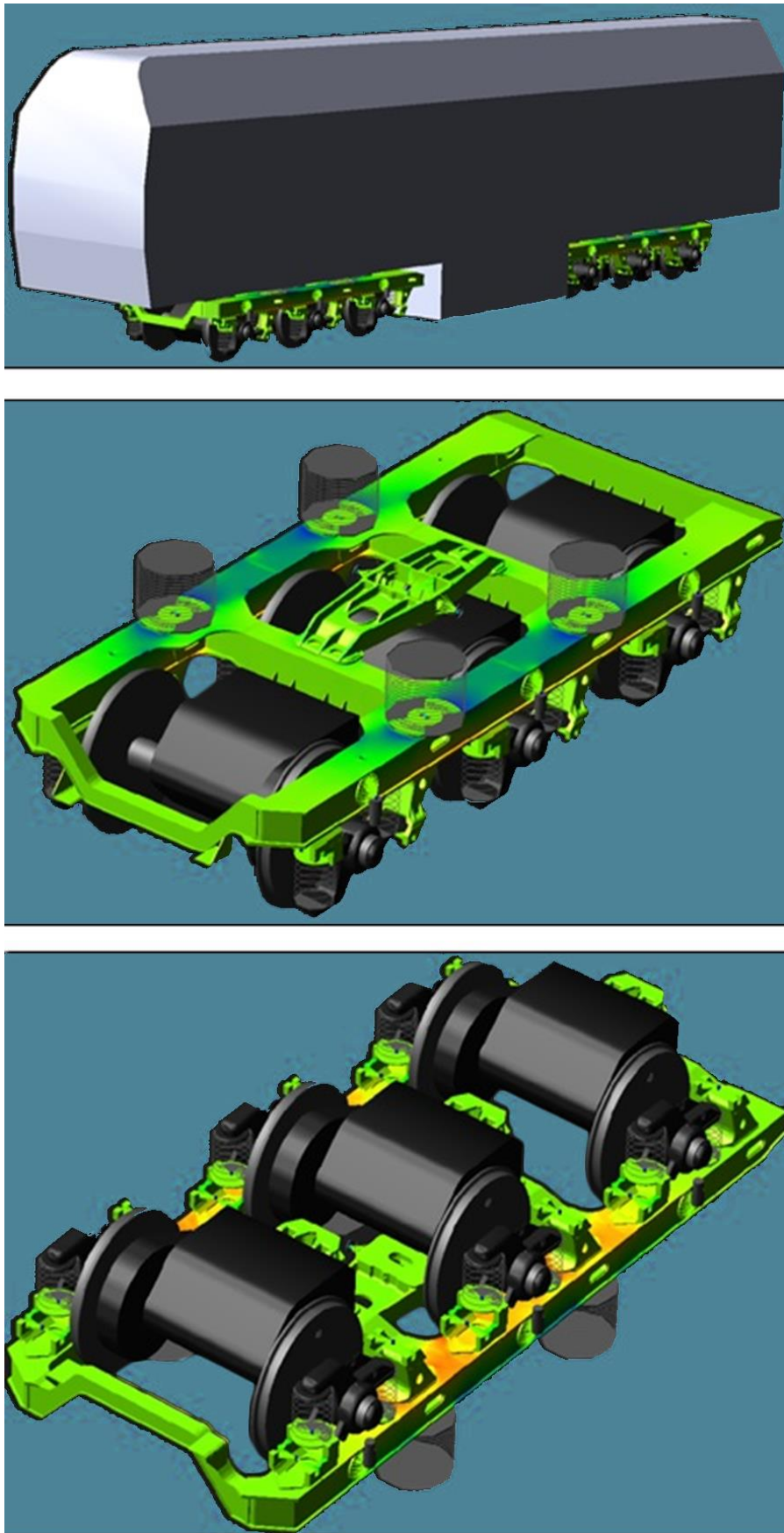
№ зоны (тензорезистора)	1 (156)	2 (159)	3 (163)
	Напряжение, МПа		
Marc	42	41	51
Adams/Rail	40	40	51
Эксперимент	43	49	51

Анализ результатов расчетно-экспериментальных исследований, приведенных в таблице 2.7, показывает, что рассчитанные значения величин напряжений в программных конечно-элементных комплексах MSC.Marc и MSC.Adams/Rail качественно и количественно хорошо согласуются с экспериментально измеренными значениями величин напряжений, что позволяет сделать вывод об адекватности исходных данных для построения динамической модели секции тепловоза.



*а – вид на раму сверху; б – вид на раму снизу;  
в – зоны (1-3) замеров напряжений в эксперименте*

**Рисунок 2.10 – Напряжения  $\sigma_x$  в направлении продольной оси рамы (по направлению наклейки тензорезисторов), рассчитанные в программном комплексе MSC.Marc**



**Рисунок 2.11 – Карта напряженного состояния (напряжения  $\sigma_x$  в направлении продольной оси рамы тележки), полученная в программном комплексе MSC.Adams/Rail**



В таблице 2.8 приведены расчетные частоты для различных форм колебаний секции тепловоза на рессорном подвешивании. Там же приведены частоты колебаний, полученных при испытаниях [119].

**Таблица 2.8 – Частоты собственных колебаний секции тепловоза на рессорном подвешивании, полученные по результатам расчета и эксперимента**

Тип формы собственных колебаний	Расчет	Эксперимент
	Частота, Гц	
Боковая качка	1,1	0,7
Подпрыгивание	2,6	2,0
Галопирование	2,2	2,0

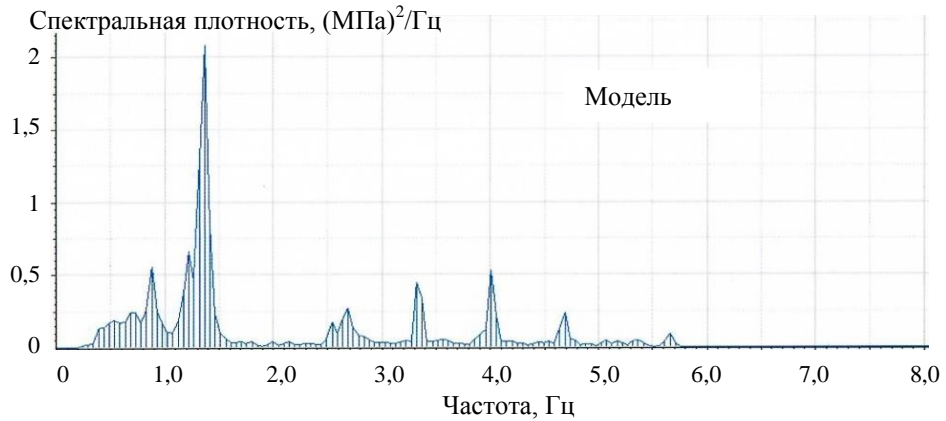
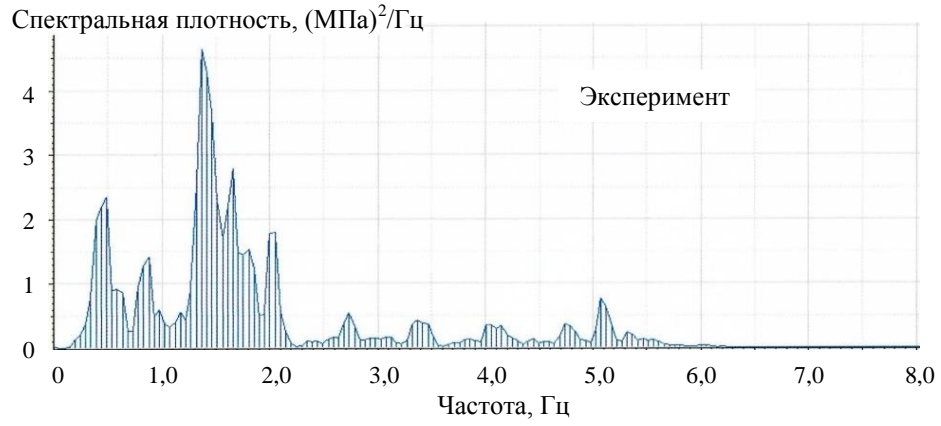
Анализ данных в таблице 2.8 показывает достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений частот основных видов колебаний тепловоза на рессорном подвешивании.

Для моделирования путевых воздействий на экипаж использовались натурные боковые и вертикальные неровности прямых участков пути Голутвин-Озеры московской железной дороги (на которых проводились ходовые испытания), полученные обработкой данных вагона-путеизмерителя.

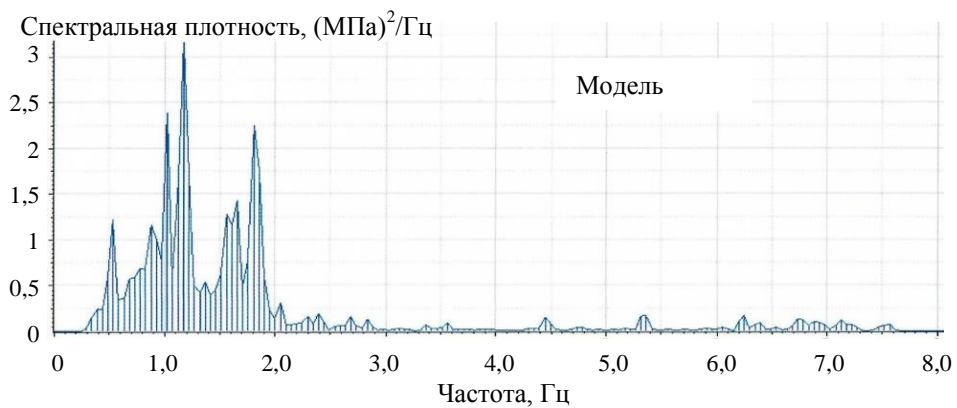
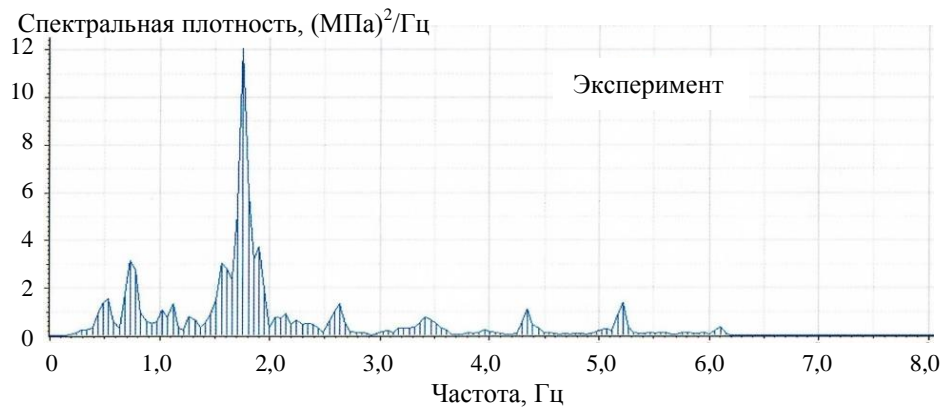
Путь принимался шириной колеи 1520 мм, подуклонкой 1/20, с профилем рельса Р65.

В виртуальном эксперименте на компьютерной модели тепловоза 2ТЭ25К были получены записи (осциллограммы) изменения динамических напряжений в раме тележки при движении со скоростями от 40 км/ч до 120 км/ч.

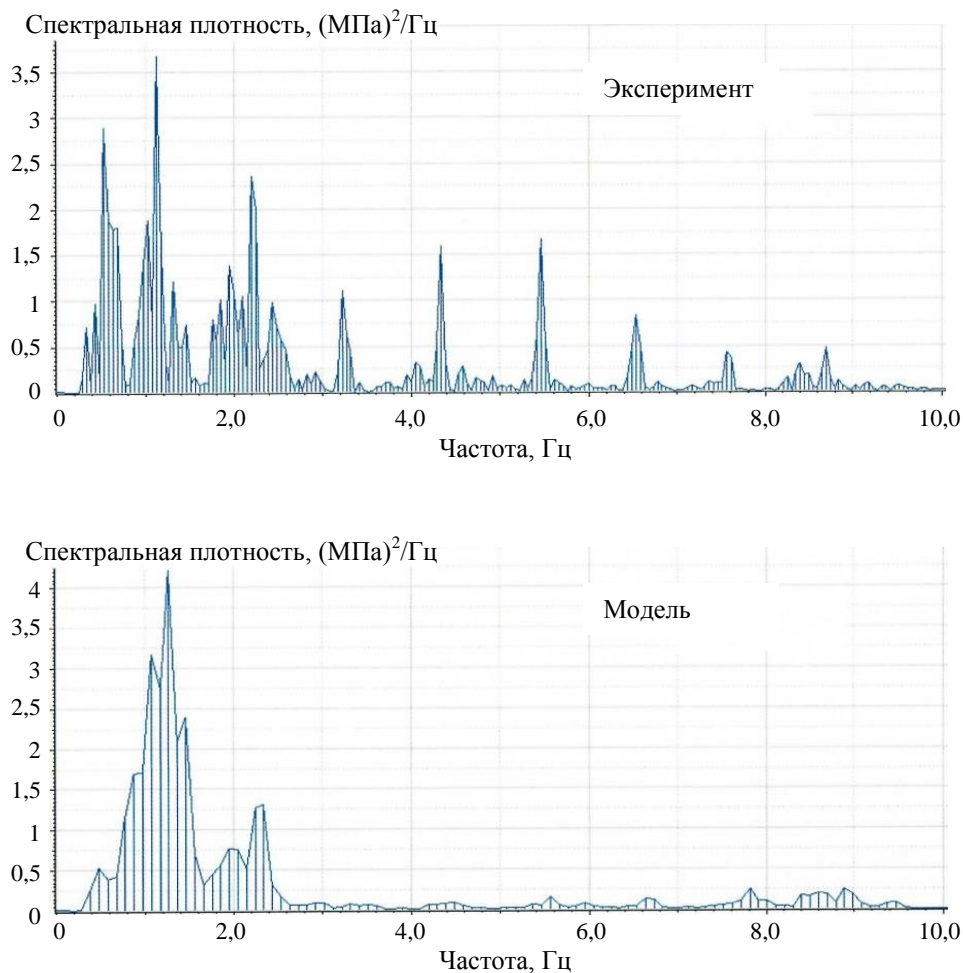
Спектральные плотности, полученные при моделировании и в ходе испытаний тепловоза, сходны (рисунки 2.12-2.14), что свидетельствует об одинаковых физических свойствах, обуславливающих динамические процессы в раме тележки.



**Рисунок 2.12 – Спектральные плотности мощности амплитуд напряжений в зоне 1 рамы тележки (датчик 156) тепловоза 2ТЭ25К на скорости 60 км/ч**



**Рисунок 2.13 – Спектральные плотности мощности амплитуд напряжений в зоне 1 рамы тележки (датчик 156) тепловоза 2ТЭ25К на скорости 80 км/ч**

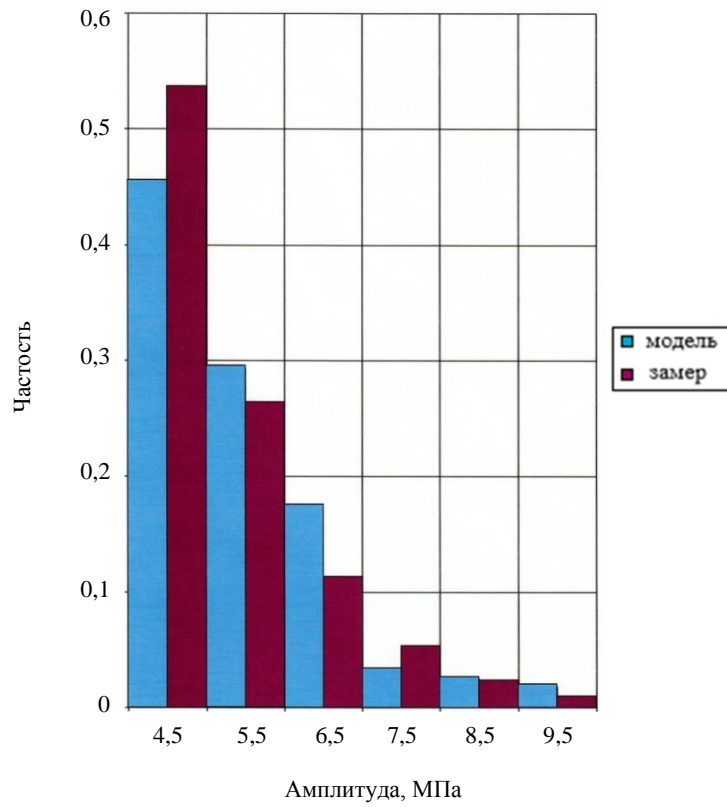


**Рисунок 2.14 – Спектральные плотности мощности амплитуд напряжений в зоне 1 рамы тележки (датчик 156) тепловоза 2ТЭ25К на скорости 100 км/ч**

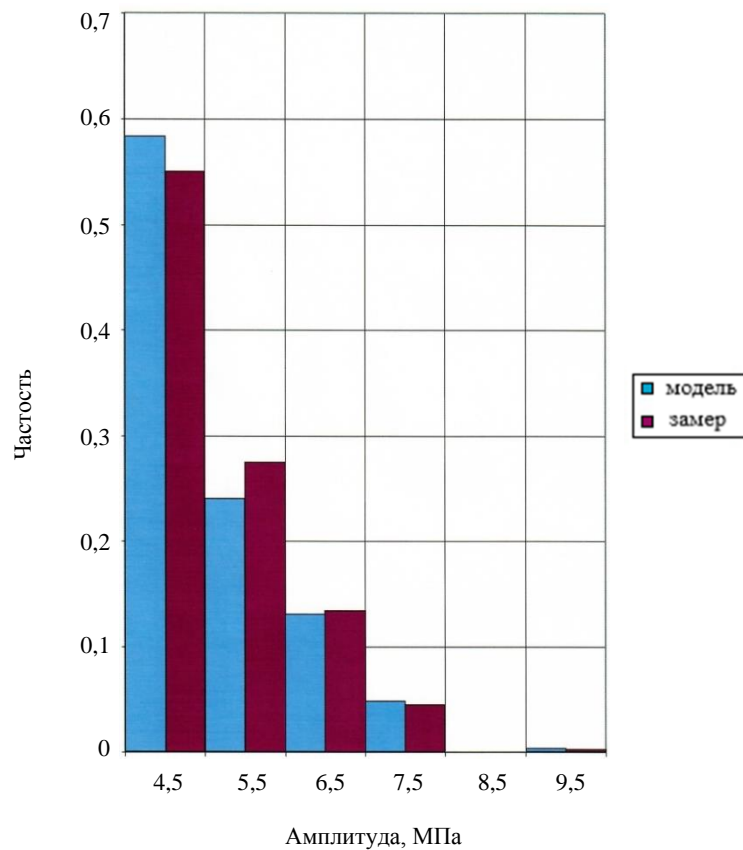
Полученные осциллограммы обрабатывались методом «дождя» для формирования суммарных гистограмм амплитуд динамических напряжений в нагруженных зонах при среднестатистическом распределении эксплуатационных скоростей движения магистральных грузовых локомотивов [35, 88].

На рисунках 2.15-2.17 показаны суммарные гистограммы распределения амплитуд напряжений, полученных по результатам расчетов и испытаний тепловоза на полигоне.

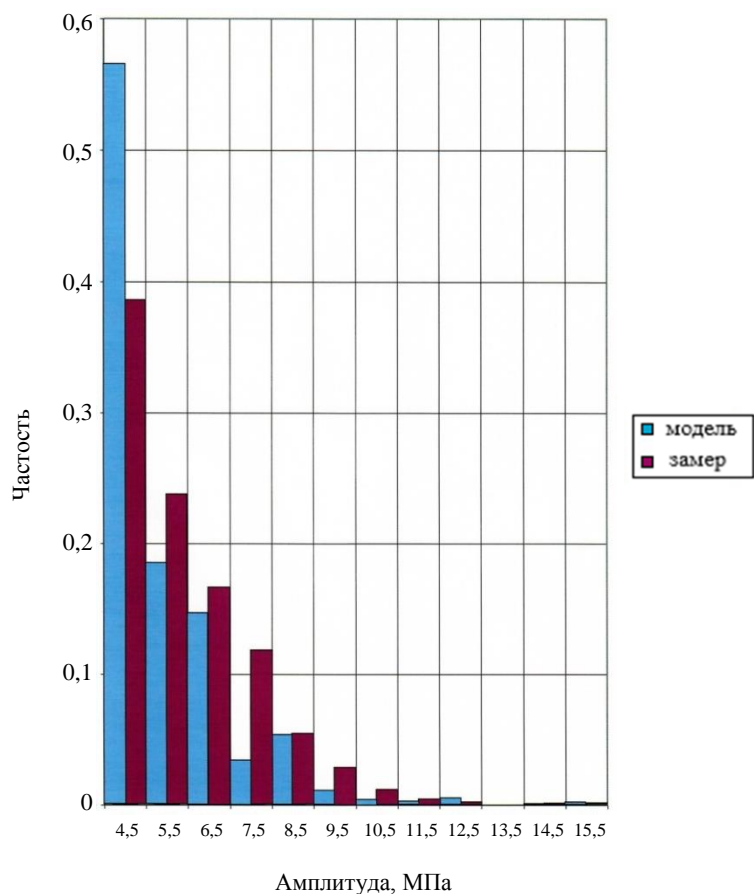




**Рисунок 2.15 – Суммарные гистограммы распределения амплитуд напряжений в раме тележки тепловоза (тензорезистор 156)**



**Рисунок 2.16 – Суммарные гистограммы распределения амплитуд напряжений в раме тележки тепловоза (тензорезистор 159)**



**Рисунок 2.17 – Суммарные гистограммы распределения амплитуд напряжений в раме тележки тепловоза (тензорезистор 163)**

Из рисунков 2.15-2.17 видна удовлетворительная сходимость гистограмм распределения амплитуд напряжений, как по отдельным уровням, так и по суммарной повреждаемости, полученных по результатам моделирования и эксперимента, что позволяет сделать вывод о возможности исследования динамико-прочностных процессов на виртуальных моделях.

### 2.3 Выводы по разделу 2

1 Представлен анализ исследований характеристик сопротивления много- и малоцикловой усталости на образцах металлов и базовых несущих конструкциях тепловозов. Получены пределы выносливости натуральных деталей, учитывающих влияние факторов концентрации напряжений, размеров деталей и качества их поверхностей.

2 Сравнение осциллограмм напряжений, их спектральных плотностей и суммарных гистограмм напряжений, полученных по результатам расчета движения экипажа тепловоза 2ТЭ25К с использованием конечно-элементных программных комплексов и по экспериментальным данным, показало их близкое совпадение, что подтверждает возможность исследования динамико-прочностных процессов в конструкции экипажа тепловоза на виртуальных моделях.

### 3 ФОРМИРОВАНИЕ ТИПОВЫХ СПЕКТРОВ НАГРУЖЕНИЯ БАЗОВЫХ ЧАСТЕЙ ЛОКОМОТИВОВ

#### 3.1 Методические предпосылки

В процессе проектирования несущих экипажных частей тягового подвижного состава оценку их прочности производят на детерминированной основе по допускаемым напряжениям или коэффициентам запаса сопротивления усталости. Это может приводить к существенным погрешностям расчетов и завышению размеров несущих элементов. В то же время, методы расчета долговечности и современное программное и аппаратное обеспечение позволяют применить иной подход к оценке прочности, а именно: уже на этапе проектирования учитывать вероятностный характер нагрузок, действующих на экипаж при его эксплуатации. Для этого необходимо иметь достоверные исходные данные по их распределению на представительных участках пути.

К выводу о необходимости перехода к оценке конструкций по эксплуатационной нагруженности пришли и специалисты других стран. [31, 35, 36, 88].

При расчете ресурса для учета эксплуатационных напряжений различного уровня необходимо сформировать суммарный режим нагружения (блок или спектр нагрузок), наиболее полно отражающий зависимость напряжений в элементах конструкции от скорости движения локомотива, их повторяемость, параметры рассеивания. Такой блок может быть представлен в виде ступенчатой функции распределения амплитуд напряжений (рисунок 3.1), задан в виде таблиц пары чисел  $(\sigma_{ai}, n_i)$  (таблица 3.1), или в виде функции плотности вероятностей амплитуд напряжений (рисунок 3.2). Гистограмма распределения (рисунок 3.1) и

спектр нагрузок (рисунок 3.2) получены по результатам испытаний тележек бесчелюстного типа тепловозов 2ТЭ116 и 2М62.

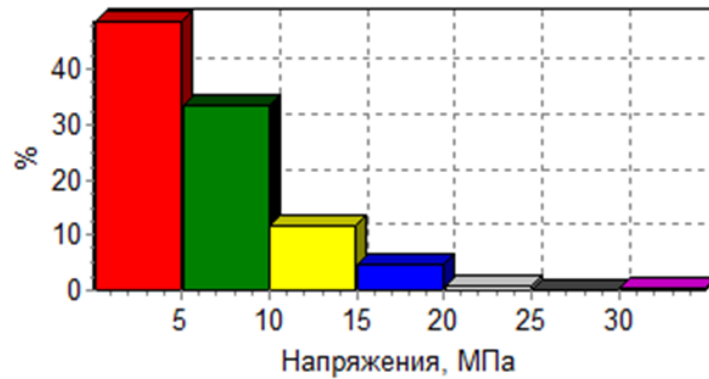


Рисунок 3.1 – Гистограмма текущих значений амплитуд динамических напряжений в раме тележки тепловоза

Таблица 3.1 – Блок нагружения в виде ступенчатой последовательности амплитуд ( $\sigma_{ai}$ ) с числом  $n_i$  и их распределение в относительных величинах

$\sigma_{ai}$ , МПа	$n_i$ , МПа	$A_i = \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}$	$t_i = \frac{n_i}{N_\Sigma}$	$A_i^m \cdot t_i$
$\sigma_{a1}$	$n_1$	$A_i$	$t_i$	$A_1^m \cdot t_1$
$\sigma_{a2}$	$n_2$	$A_i$	$t_i$	$A_2^m \cdot t_2$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$\sigma_{a \max}$	$n_k$	1,0000	$t_k$	$A_k^m \cdot t_k$
$\Sigma$	$\Sigma n_i, (N_\Sigma^\delta)$	-	1,0	-

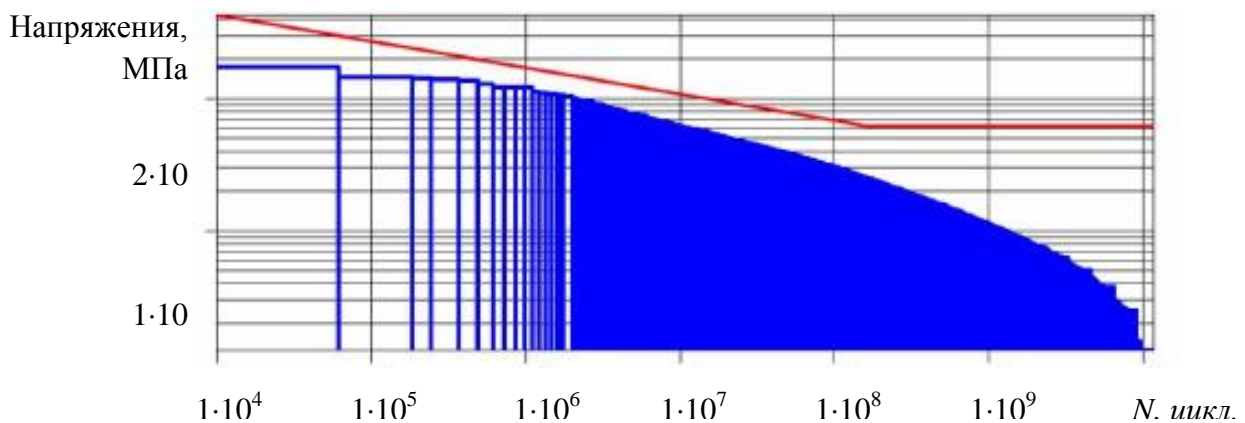


Рисунок 3.2 – Спектр нагрузок (амплитуд напряжений)

В процессе эксплуатации на экипаж локомотива действуют внешние нагрузки, включающие собственный вес конструкции, воздействия пути, состава, силовых агрегатов, температурные влияния. Среди перечисленных имеются статические и динамические нагрузки, стационарные и нестационарные, систематические и случайные.

Собственный вес локомотива является постоянной статической нагрузкой, практически мало изменяющейся в процессе эксплуатации. Однако его распределение по опорам тележек и колесным парам может претерпевать заметные изменения, связанные с установочными размерами, износом опор и других элементов, передающих и распределяющих нагрузки, жесткостью рессор, пружин и т.д. [97, 141].

Взаимодействие пути и экипажа является одним из наиболее сложных вопросов, которому посвящены многочисленные исследования. Воздействия пути на экипаж вызваны геометрическими неровностями пути, его неравноупругостью, наличием стыков, стрелок, отклонениями и дефектами по кругу катания колеса. Они зависят от конструкции и состояния верхнего строения пути, а также от конструкции экипажа.

Грузовые, пассажирские и маневровые локомотивы с нагрузкой на ось 20–25 тс эксплуатируются на участках сети железных дорог с рельсами типа Р50, Р65, Р75 длиной 12,5 и 25 м и стыковыми креплениями, а также на бесстыковых путях. Шпалы применяются как деревянные, так и железобетонные с упругими прокладками под рельсы. На экспериментальных участках применяется сплошное подрельсовое основание из железобетонных блоков. Условия эксплуатации локомотивов на участках, выбранных для испытаний, должны соответствовать назначению испытуемого локомотива по скоростям движения, нагрузкам на ось, типу (роду службы) локомотива.

Для железнодорожного пути характерны: переменная вертикальная и горизонтальная жесткости, неравноупругость, закономерные и случайные неровности, кривизны рельсовой нити в плане и профиле.

Разнообразие пути по конструкции, техническому состоянию, температурным условиям и т.д., неодинаковые условия эксплуатации определяют широкий диапазон характеристик пути, а также уровень и характер его взаимодействия с экипажем локомотива.

Рост перевозок, увеличение скоростей движения сопровождаются неуклонным усилением пути. Повышение жесткости пути при одновременном росте скоростей движения должно сопровождаться уменьшением норм допускаемых неровностей на пути и колесах или снижением жесткости системы экипаж-путь за счет подвижного состава.

Таким образом, основные динамические нагрузки на экипаж локомотива от воздействия пути требуют глубокого экспериментального и теоретического изучения, необходимы новые подходы к анализу результатов ходовых динамико-прочностных испытаний.

Поскольку фактором, возбуждающим колебания экипажа при движении, являются, в основном, неровности пути, состояние пути в значительной степени определяет уровень динамической нагруженности экипажа. Как показывает опыт проведения ходовых испытаний, уровень динамических напряжений в элементах конструкции локомотива в зависимости от характера экипажа и состояния пути может изменяться в 1,5 - 2 раза. Поэтому участки, выбираемые для испытаний, и испытываемый локомотив должны соответствовать как можно разным эксплуатационным состояниям, то есть быть вариативными. Для этого, как было указано выше, имеется возможность и целесообразно исследовать динамико-прочностные параметры воздействия на экипаж локомотива на виртуальных математических моделях.

Поставленные задачи решались путем проведения натурных ходовых динамико-прочностных испытаний тепловозов магистрального (серии 2ТЭ25К) и наиболее массового маневрового (серии ТЭМ2) типов, а также путем моделирования движения локомотива по неровностям пути.

### 3.2 Формирование спектра нагружения рамы тележки магистрального грузового тепловоза 2ТЭ25К

Тепловоз 2ТЭ25К имеет индивидуальное двухступенчатое рессорное подвешивание с резинометаллическими боковыми опорами кузова. Для гашения колебаний наддресорного строения применяются двенадцать вертикальных гидродемпферов буксовой ступени рессорного подвешивания.

Основные технические характеристики экипажной части тепловоза 2ТЭ25К приведены в таблице 3.2 [113].

**Таблица 3.2 – Основные технические характеристики секции тепловоза 2ТЭ25К**

Параметр	Значение параметра
Род службы	Грузовой
Мощность секции по дизелю, кВт (л.с.)	2500 (3400)
Конструкционная скорость, км/ч	120
Служебная масса секции, т	144±3%
Статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (т)	235,2 (24) ±3%
Минимальный радиус кривой, проходимой тепловозом, м	125
Осевая формула	30 – 30
Габарит	1-Т
Габаритные размеры, м	
– высота расположения оси автосцепки от уровня рельса	1,06±0,02
– длина по осям автосцепок, не более	20
– высота от головки рельса по кузову	5,004
– наибольшая ширина	3,12
– шкворневая база	10,2
– база тележки	3,7
– диаметр колеса по кругу катания	1,05
Привод колесных пар	Индивидуальный, через тяговый редуктор от тягового двигателя
Подвешивание тяговых двигателей	Опорно-осевое



Рама тележки опирается на буксы колесных пар через цилиндрические пружины. На кронштейнах каждой буксы установлено два комплекта пружин (в комплект входят три пружины). Букса двухповодковая, соединяет ось колесной пары с рамой тележки. Кузов опирается на тележку через четыре резинометаллических опоры (по две с каждой стороны). Связь кузова тепловоза с тележками осуществляется через шкворневой узел. Он позволяет кузову перемещаться в поперечном горизонтальном направлении до  $\pm 40$  мм на сторону, при этом до  $\pm 20$  мм – свободно, а большим перемещениям от 20 мм до 40 мм за счет сжатия пружин в шкворневом узле. Такая конструкция обеспечивает нелинейную гибкую поперечную связь тележки с кузовом, улучшающую горизонтальную динамику тепловоза.

Ходовые динамико-прочностные испытания тепловоза 2ТЭ25К проводились на участке Голутвин-Озеры Московской железной дороги, имеющей стыковой путь с рельсами Р65, уложенными на деревянные и железобетонные шпалы на щебеночный балласт. Неровности пути соответствовали I-II степеням, на которых отсутствуют ограничения скоростей движения, и III-V степеням с допустимыми скоростями движения.

Для проведения испытаний формировался опытный поезд, состоящий из одной секции испытуемого локомотива и вагона-лаборатории. Измерения проводились при скоростях движения до 120 км/ч в режимах тяги, выбега и торможения. При тяге были реализованы режимы:

- трогание с места – разгон до 30 км/ч – движение в режиме тяги – сброс тяги и движение на выбеге;
- разгон до 120 км/ч;
- движение на выбеге со скоростью 90 км/ч – торможение до 60 км/ч.

Напряжения в металлоконструкциях определялись методом тензометрирования. Схемы размещения тензорезисторов на главной раме и раме тележки тепловоза приведены на рисунках 3.3 и 3.4. Условные изображения тензорезисторов приведены на рисунке 3.5.

Поездки с регистрацией проверяемых показателей проводились передним и задним ходом при следующих режимах движения:

- по прямым и в кривых R600 м со скоростями 60, 80, 90, 100, 110 и 120 км/ч;

- в кривых R300 м – 70 км/ч;
- по стрелочным переводам на боковой путь – 25 и 40 км/ч.

Для регистрации и исследования динамико-прочностных процессов был применен измерительно-вычислительный комплекс, предназначенный для сбора, регистрации, передачи и представления информации с датчиков деформаций, вибраций и других измерительных преобразователей.

Измерения при ходовых испытаниях производились путем набора требуемого объема замеров (реализаций) при различных скоростях и режимах движения на выбранных отрезках пути. Длина каждой реализации составляла от 12 до 30 секунд. Минимальное время одной реализации определено из условия сохранения на этом интервале стационарности процесса по математическому ожиданию и дисперсии. Реализации такой продолжительности позволяют обнаружить и учесть все низкочастотные колебания. Вся информация о напряжениях, усилиях, ускорениях и перемещениях синхронизировалась с записью скорости, характеристиками профиля и состояния пути. Математическая обработка записанных динамико-прочностных процессов выполнялась с помощью программ разработанных ВНИКТИ, пакета послеэкспериментальной обработки измерительной информации WinПОС и программного комплекса MSC.Fatigue, использующих стандартные методы схематизации в соответствии с [25] (метод полных циклов, метод размахов и метод «дождя»).

По результатам ходовых прочностных испытаний [114] при движении тепловоза по различным элементам пути во всем диапазоне балльности состояния пути и эксплуатационных скоростей сформирован блок нагружения рамы тележки. Он приведен в таблице 3.3. Далее, в соответствии с распределением скоростей движения локомотива, были получены суммарные распределения амплитуд динамических напряжений для трех методов схематизации. Для суммарных распределений определены моментные характеристики (математическое ожидание, дисперсия) и аппроксимирующие законы. Полученные экспериментальные распределения амплитуд динамических напряжений в ступенчатой форме аппроксимировались теоретическими законами, выраженными аналитически. Проверка гипотезы о соответствии законов проведена при помощи критерия согласия Пирсона.

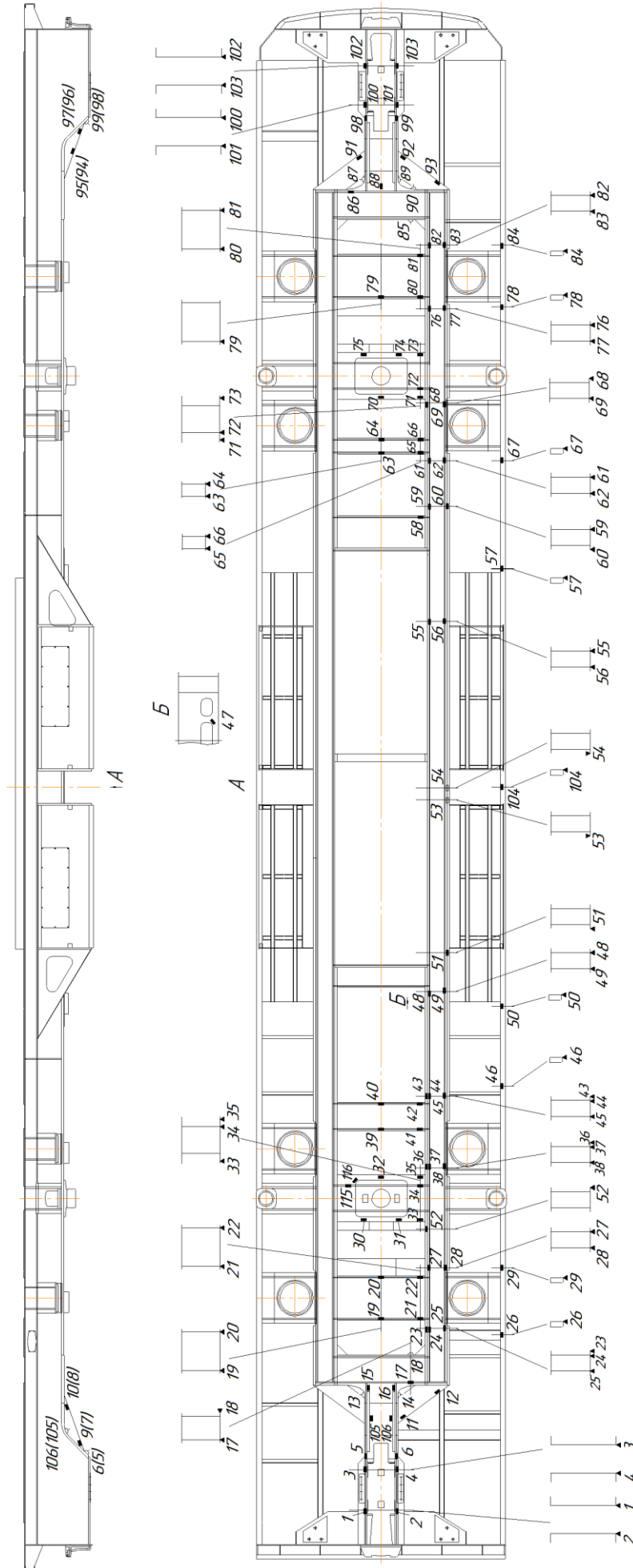
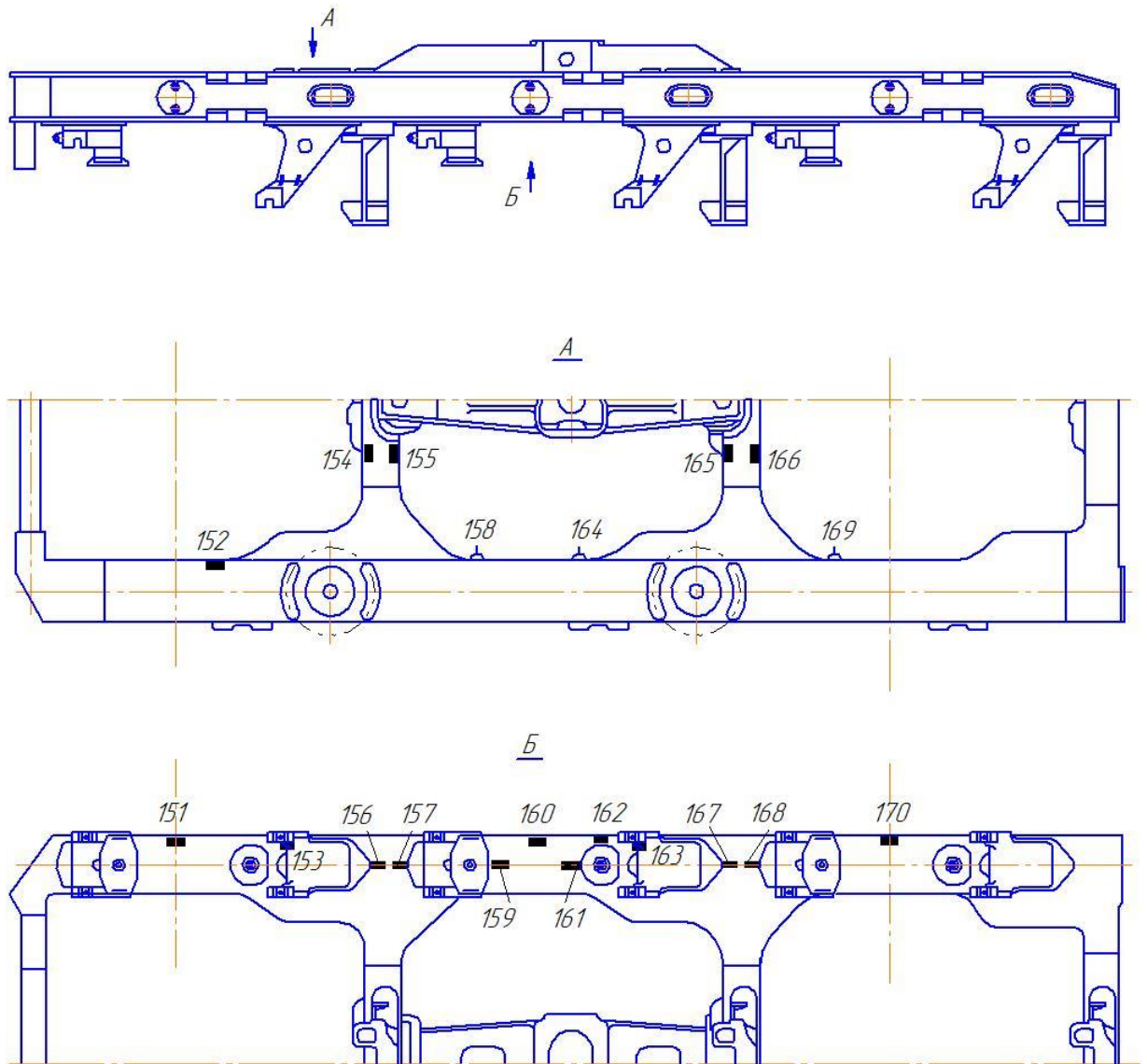
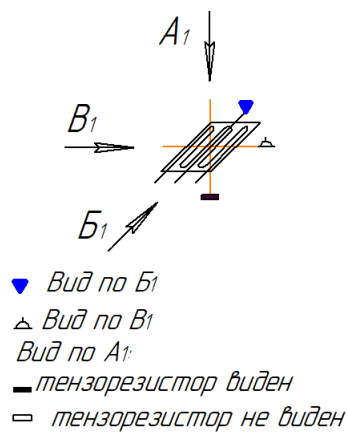


Рисунок 3.3 – Схема расположения тензорезисторов на главной раме тепловоза 2ТЭ25К



**Рисунок 3.4 – Схема расположения тензорезисторов на раме тележки тепловоза 2ТЭ25К**



**Рисунок 3.5 – Условные обозначения тензорезисторов на рисунках 3.3, 3.4, 3.6, 3.7**

**Таблица 3.3 – Блок нагружения рамы тележки тепловоза 2ТЭ25К, полученный по результатам опытных поездок**

Амплитуда динамических напряжений $\sigma_{ai}$ , МПа	$P_{vi}$ – доля скорости в эксплуатации тепловоза												Средняя вероятность появления амплитуды $\sigma_{ai}$
	0,03	0,07	0,09	0,12	0,16	0,19	0,16	0,10	0,06	0,02	117-126		
	0-45	45-54	54-63	63-72	72-81	81-90	90-99	99-108	108-117				
	$P_{\sigma_{ai}}$ – доля амплитуды $\sigma_{ai}$												
1	0,646709	0,643711	0,636436	0,619416	0,596373	0,584609	0,564039	0,588116	0,532659	0,532625	0,594236		
3	0,272691	0,274819	0,272477	0,236339	0,287372	0,293884	0,297140	0,285532	0,285532	0,285531	0,281117		
5	0,070219	0,071245	0,079306	0,131757	0,093053	0,097145	0,102914	0,119942	0,119942	0,119952	0,099402		
7	0,009590	0,009467	0,011023	0,012045	0,018162	0,021296	0,030031	0,039098	0,039098	0,039098	0,020402		
9	0,000791	0,000758	0,000758	0	0,005040	0,002630	0,004805	0,011024	0,011024	0,011024	0,003496		
11	0	0	0	0,000443	0	0,000435	0,001070	0,007980	0,007980	0,007985	0,001045		
13	0	0	0	0	0	0	0	0,003475	0,003475	0,003475	0,000278		
15	0	0	0	0	0	0	0	0,000290	0,000290	0,000290	2,32E-05		

Проверка прочностных свойств несущих деталей локомотива проводится при его движении по прямому участку пути. При этом режиме движения динамические напряжения являются наибольшими, а частота их изменения – максимальной. Поэтому накопленное количество циклов таких напряжений при движении по прямому участку пути оказывается максимальным.

В итоге, из записей динамических процессов, полученных в ходе динамико-прочностных испытаний, формировался объединенный массив данных, для статистической обработки в который вошли в основном записи в прямых участках пути.

Для тепловоза 2ТЭ25К анализировались наиболее нагруженные зоны (критические элементы [39]) рам тележек в районе большого буксового кронштейна (точки 156 и 163), в районе малого буксового кронштейна (точка 159).

После схематизации методом «дождя» и обработки сформированных массивов строились суммарные гистограммы амплитуд динамических напряжений в выбранных точках с учетом среднестатистического распределения скоростей при эксплуатации магистральных грузовых локомотивов [35]. Ширина класса принималась равной 1 МПа. С целью исключения из рассмотрения амплитуд, составляющих шумовую компоненту спектра, внесенную измерительной аппаратурой или другими причинами, все распределения при обработке были усечены слева до 4 МПа. Для суммарных экспериментальных распределений определялись моментные (математическое ожидание  $m_\sigma$ , дисперсия  $D_\sigma$ ) и другие статистические характеристики (среднее квадратическое отклонение  $S_\sigma$ ).

Полученные суммарные распределения достаточно хорошо аппроксимируются суперпозицией 3-х законов [141]:

$$\text{Нормального} \quad p_N = \frac{1}{S_N \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\sigma_a - m_N)^2}{2 S_N^2}}, \quad (3.1)$$

$$\text{Релея} \quad p_R = \frac{\pi}{2 m_\sigma^2} \cdot \sigma_V \cdot e^{-\frac{\pi}{4 m_\sigma^2} \cdot \sigma_a^2}, \quad (3.2)$$

$$\text{Эрланга} \quad p_E = \frac{4}{m_\sigma^2} \cdot \sigma_V \cdot e^{-\frac{2}{m_\sigma} \cdot \sigma_a}, \quad (3.3)$$

где  $m_\sigma$  – математическое ожидание исходного распределения;

$\sigma_a$  – амплитуда динамических напряжений;

$p_N$  – плотность нормального закона распределения;

$m_N$  – математическое ожидание нормального распределения;

$S_N$  – среднее квадратическое отклонение нормального закона распределения;

$p_R$  – плотность закона распределения Релея;

$p_{\text{Э}}$  – плотность закона распределения Эрланга.

В результате аппроксимирующая суперпозиция принимает следующий вид:

$$p_{\sigma} = C_N C_N^Y p_N + C_R C_R^Y p_R + C_{\text{Э}} C_{\text{Э}}^Y p_{\text{Э}}, \quad (3.4)$$

где  $C_N$ ,  $C_R$ ,  $C_{\text{Э}}$  – коэффициенты суперпозиции;

$C_N^Y$ ,  $C_R^Y$ ,  $C_{\text{Э}}^Y$  – коэффициенты усечения распределений.

В таблице 3.4 приведены коэффициенты суперпозиции законов распределения амплитуд напряжений в исследуемых точках.

**Таблица 3.4 – Значения коэффициентов суперпозиции законов для аппроксимации суммарных распределений амплитуд напряжений**

№ точки	Коэффициенты суперпозиции		
	$C_N$	$C_R$	$C_{\text{Э}}$
156, 159, 163	0,4	0,5	0,1

Полученные результаты близко совпали с данными выполненными ранее (в период с 1981 года по 1985 год) исследований эксплуатационной нагруженности рам тележек тепловоза 2ТЭ116 при движении по путям большой протяженности (более 9000 км) [141]. Этот испытательный полигон включал в себя магистральные пути, расположенные в различных климатических зонах страны (от полярной до субтропической), различной конструкции (стыковые, бесстыковые, с деревянными и железобетонными шпалами, с различным типом балласта), различного содержания (отличного, хорошего и удовлетворительного состояния).

Статистическая обработка результатов испытаний показала, что суммарные экспериментальные законы распределения динамических напряжений в раме тележки тепловоза 2ТЭ116 также описываются суперпозицией законов нормального, Рэлея и Эрланга [118, 124].

В таблице 3.5 для сравнения приведены величины математического ожидания ( $m_\sigma$ ), дисперсии ( $D_\sigma$ ) и среднего квадратического отклонения ( $S_\sigma$ ), а также максимальной амплитуды ( $\sigma_{max}$ ) для экспериментальных распределений напряжений в аналогичных точках рам тележек локомотивов 2ТЭ25К и 2ТЭ116.

**Таблица 3.5 – Величины характеристик экспериментальных распределений напряжений в рамах тележек**

Тепловоз	Характеристики распределений			
	$m_\sigma$ , МПа	$D_\sigma$ , МПа	$S_\sigma$ , МПа	$\sigma_{max}$ , МПа
2ТЭ25К	4.30	3,61	1.90	16,50
2ТЭ116	4.30	3,80	1.95	17,50

Как видно из таблицы, результаты испытаний тепловозов 2ТЭ25К и 2ТЭ116, имеющих одноступенчатые экипажные части, практически совпадают. Следовательно участки пути Голутвин-Озеры Московской железной дороги, на котором проводились испытания тепловоза 2ТЭ25К и экспериментальные данные об эксплуатационной нагруженности рамы тележки, являются представительными.

Полученные результаты расчетно-экспериментальных исследований нагруженности и расчетов долговечности экипажной части тепловоза на этапе проектирования показывают:

- при разработке моделей экипажей рекомендуется пользоваться экспериментальными данными об упруго-диссипативных характеристиках экипажа (гидродемпферы, буксовые пружины и т.д.) или расчетными данными при отсутствии данных эксперимента;
- если известны полигоны эксплуатации проектируемых экипажей предпочтительно использование натуральных неровностей пути замеренных путеизмерителем на этих участках, с учетом передаточных функций измерительного механизма;
- при отсутствии таких данных допускается использовать натурные неровности участков пути Голутвин-Озеры Московской железной дороги как предста-



вительных участков сети железных дорог или использовать неровности рекомендованные [112];

– целесообразность схематизации (предпочтительно методом «дождя») осциллограмм динамических параметров нагруженности в выбранных зонах;

– возможность построения суммарных распределений амплитуд динамических напряжений в выбранных зонах, с учетом среднестатистического распределения эксплуатационных скоростей для магистральных грузовых локомотивов [35, 88];

– полученное распределение амплитуд динамических напряжений можно применять для прогнозирования ресурса на этапе проектирования новых экипажей.

### **3.3 Формирование спектра нагружения главной рамы и рамы тележки маневрового тепловоза ТЭМ2**

Маневровый тепловоз ТЭМ2 представляет собой экипаж на двух унифицированных трехосных тележках. Кузов тепловоза установлен на главной раме.

Главная рама с размещенным на ней оборудованием опирается на две трехосные тележки через роликовые опорно-возвращающие устройства.

Рама тележки челюстного типа состоит из двух боковин, двух межрамных креплений сварной конструкции и литой шкворневой балки.

Все основные элементы главной рамы и рамы тележки тепловоза изготовлены из стали Ст3.

Основные технические характеристики тепловоза ТЭМ2 приведены в таблице 3.6 [109].

В объем испытаний тепловоза были включены:

- испытания на соударения;
- ходовые прочностные испытания.

Таблица 3.6 – Основные технические характеристики тепловоза ТЭМ2

Параметр	Значение параметра
Род службы	Маневровый
Мощность по дизелю, кВт (л.с.)	880 (1200)
Конструкционная скорость, км/ч	100
Служебная масса тепловоза, т	120±3 %
Статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (т)	196 (20) ±3 %
Минимальный радиус кривой, проходимой тепловозом, м	80
Вместимость экипировочных емкостей, кг: топлива песка	5400 2000
Осевая формула	30 – 30
Габарит	1-Т
Габаритные размеры, м – высота расположения оси автосцепки от уровня рельса – длина по осям автосцепок, не более – наибольшая ширина – шкворневая база – база тележки – диаметр колеса по кругу катания	1,055±0,02 16,970 3,15 8,6 4,2 1,05
Привод колесных пар	Индивидуальный, через тяговый редуктор от тягового двигателя
Подвешивание тяговых двигателей	Опорно-осевое

Испытания на соударения проводились в месте эксплуатации опытного тепловоза ТЭМ2 № 4004 на территории Астраханского ТРЗ. Соударения производились на прямом участке пути по схеме накатывания вагона-бойка на испытуемый тепловоз ТЭМ2, стоящий в голове заторможенного состава-подпора. При испытаниях измеряли: силу удара с помощью тензометрической автосцепки, оборудованной датчиками деформаций по схеме растяжения-сжатия; напряжения в главной раме методом тензометрирования.

Ходовые динамико-прочностные испытания выполнялись на эксплуатационном участке Кутум-Линейная Приволжской железной дороги.

Поездки с регистрацией проверяемых показателей проводили при движении тепловоза передним и задним ходом на прямых отрезках пути и в кривых радиусом 600 м со скоростями 30-100 км/ч.

Места для тензометрирования на главной раме и раме тележки выбирались с учетом результатов выполненных ранее испытаний [122]. Методика наклейки тензорезисторов – в соответствии с [36].

Схемы размещения тензорезисторов приведены на рисунках 3.6, 3.7.

В результате испытаний были выполнены соударения при скорости подхода тепловоза от 3,0 до 7,5 км/ч. Реализованы силы удара от 400 до 2500 кН.

По результатам испытаний выявлено, что напряжения в хребтовой балке начиная от стяжного ящика до шкворневой балки достигали, а в отдельных случаях превышали, предел текучести материала.

По результатам ходовых испытаний наибольшие напряжения были замерены при движении тепловоза по прямым участкам пути:

**в главной раме**

- в кронштейнах в районе опор (точки 12, 13, 24) – от 16,0 до 24,0 МПа;
- в хребтовой балке в районе передних опор (точка 15) – 15,0 МПа.

**в раме тележки**

- в нижнем листе боковины тележки (точки 108, 113) – 22,5 и 25,0 МПа соответственно.

В остальных точках напряжения не превышали 12,0 МПа.

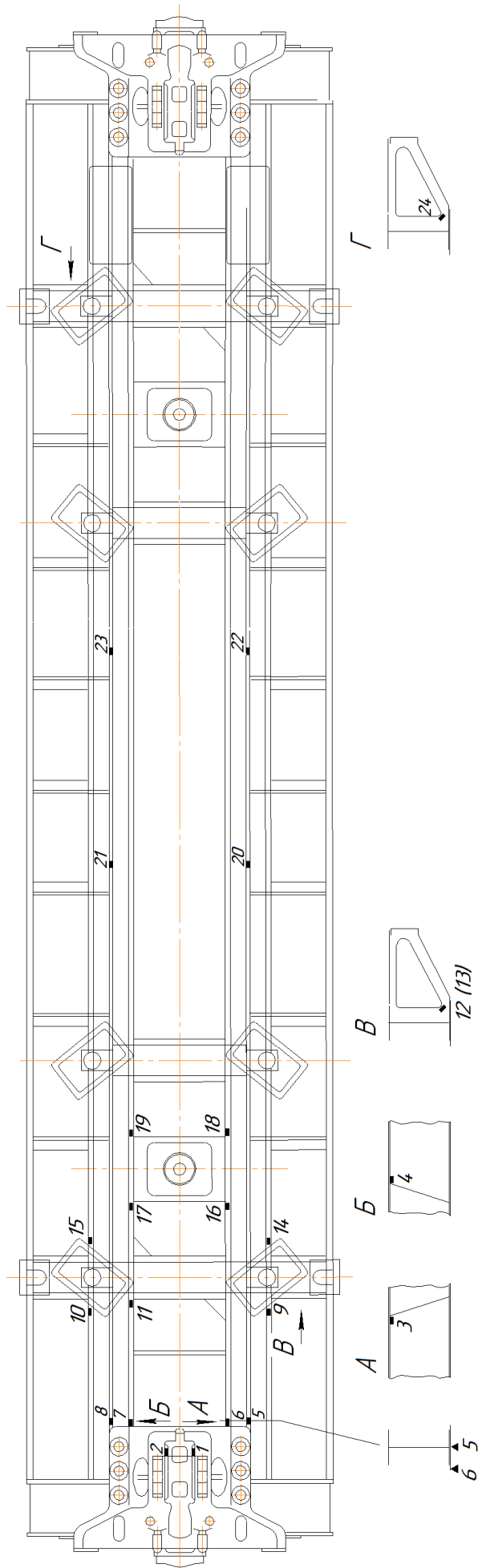


Рисунок 3.6 – Схема расположения тензорезисторов на главной раме тепловоза ТЭМ2

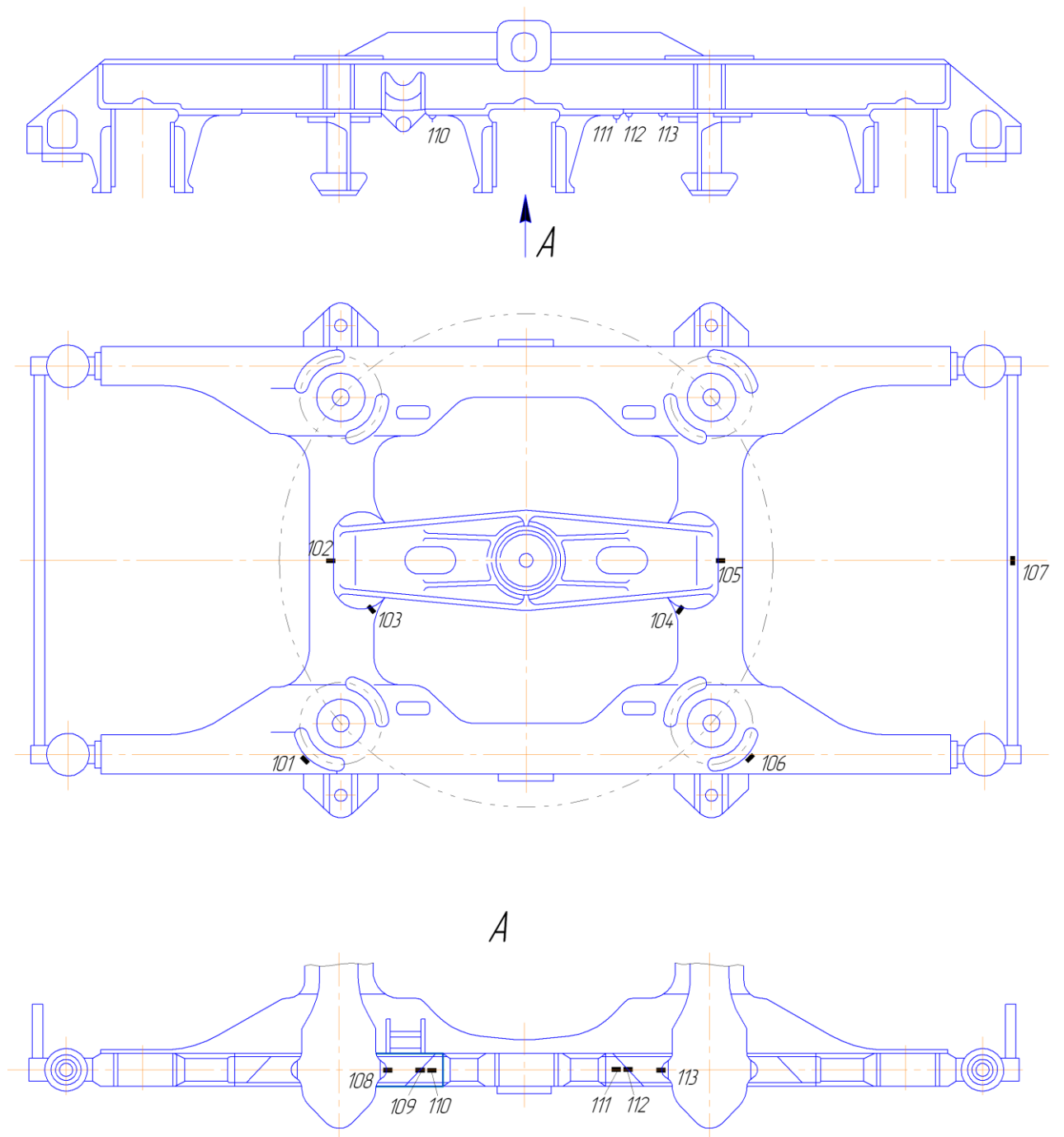


Рисунок 3.7 – Схема расположения тензорезисторов на раме тележки тепловоза ТЭМ2

При движении тепловоза по кривым участкам пути радиусом от 300 до 600 м замеренные напряжения были не выше значений на прямых участках.

По результатам ходовых прочностных испытаний [123] при движении тепловоза по различным элементам пути во всем диапазоне балльности состояния пути и эксплуатационных скоростей сформирован блок нагружения рамы тележки (таблица 3.7).

**Таблица 3.7 – Блок нагружения рамы тележки тепловоза ТЭМ2, полученный в условиях эксплуатации на Приволжской железной дороге**

Амплитуда динамических напряжений $\sigma_{ai}$ , МПа	$P_{v_i}$ – доля скорости в эксплуатации тепловоза						Средняя вероятность появления амплитуды $\sigma_{ai}$
	0-45	45-54	54-63	63-72	72-81	81-90	
	0,08	0,17	0,22	0,30	0,18	0,05	
	$P_{\sigma_{ai}}$ – доля амплитуды $\sigma_{ai}$						
1	0,434366	0,362572	0,356543	0,360186	0,313017	0,297151	0,354082
3	0,381567	0,399249	0,393406	0,405601	0,377346	0,366882	0,392894
5	0,134991	0,190455	0,157997	0,14933	0,184953	0,196442	0,165849
7	0,035776	0,037561	0,052427	0,048659	0,073216	0,081115	0,052614
9	0,010374	0,007512	0,020479	0,021194	0,028976	0,032098	0,019791
11	0,002128	0,001768	0,010035	0,008002	0,011416	0,014618	0,007865
13	0,000399	0,000663	0,003277	0,003893	0,005485	0,006469	0,003344
15	0,000399	0,000221	0,002253	0,001406	0,002827	0,002737	0,001633
17	0	0	0,001843	0,001189	0,001318	0,001057	0,001052
19	0	0	0,000717	0,000324	0,000808	0,000684	0,000435
21	0	0	0,000205	0	0,000276	0,000435	0,000117
23	0	0	0,00041	0	0,000234	0,000187	0,000142
25	0	0	0	0	8,5E-05	0,000124	2,15E-05
27	0	0	0,000205	0	2,13E-05	0	4,89E-05
29	0	0	0	0,000108	2,13E-05	0	3,63E-05
33	0	0	0,000205	0,000108	0	0	7,75E-05

По результатам расчетов и испытаний на соударение [123] напряжения в главной раме тепловоза ТЭМ2 (автосцепное устройство штатное, с поглощающим аппаратом класса Т1) под действием нормативных продольных сил [35] находятся на уровне предельно допустимого значения, достигая в отдельных точках концевых частей рамы (в местах концентрации напряжений в зонах сварных соединений стяжного ящика с хребтовыми балками) предела текучести материала с соответствующей долей пластических деформаций.

Рассматриваемый случай нагружения описывается деформационным критерием малоциклового усталости в форме уравнения Мэнсона–Коффина [69, 100], характеризующего истощение пластических свойств стали при разрушающем числе циклов нагружения  $N_p$ ,

$$\Delta\varepsilon_p = C \cdot N_p^{-m_p} \quad (3.5)$$

где  $\Delta\varepsilon_p$  – размах или односторонняя пластическая относительная деформация в цикле нагружения заданной силой;

$m_p$  и  $C$  – эмпирические параметры материала; можно принять  $m_p = 0,6$  (по рекомендациям [69] и данным исследований [100]) – показатель диаграммы упрочнения за пределом упругости материала;  $C = -0,5\ln(1 - \Psi)$ ,  $\Psi$  – относительное сужение материала при растяжении (для стали, при  $\Psi = 0,5$ ,  $C = 0,3465$ ).

Из стандарта [31] и статистического анализа уровней продольных сил ( $P$ ), действующих на локомотив в эксплуатации, силы величиной 2,5 МН (нормативные) являются преимущественно сжимающими. Их число за один год ( $N_g$ ) составляет в среднем 50. При этой силе по данным исследований [100] и результатам выполненных расчетов напряженно-деформированного состояния [126] относительная деформация  $\Delta\varepsilon_p = 0,0022$ .

Таким образом, исходными данными для расчета ресурса главной рамы ТЭМ2 являются:

$$P = 2,5 \text{ МН}; \quad N_{1g} = 50 \text{ цикл/год}; \quad \Delta\varepsilon_p = 0,0022; \quad m_p = 0,6.$$

При этих данных по формуле (3.5) предельное (разрушающее) число циклов нагружения рамы составляет  $N_p \approx 4600$  цикл. Приняв эту величину за среднюю, можно получить значение  $N_p$  для заданной вероятности неразрушения (не менее 0,95 %), и, приняв его за допускаемое, вычислить соответствующий срок службы главной рамы тепловоза по истощению ресурса.

### 3.4 Выводы по разделу 3

1 Обоснована необходимость формирования суммарного режима нагружения, наиболее полно характеризующего эксплуатационные уровни напряжений в элементах конструкций локомотивов.

2 По результатам комплекса ходовых динамико-прочностных и стендовых испытаний экипажной части тепловозов в полигонных условиях и на специальных стендах с использованием результатов, полученных при движении тепловозов по магистральным путям большой протяженности, расположенным в различных климатических поясах страны, построены и аппроксимированы статистические распределения динамико-прочностных параметров.

3 Для расчета ресурса сформированы типовые блоки эксплуатационных напряжений в несущих конструкциях маневрового (ТЭМ2) и магистрального (2ТЭ25К) тепловозов.



## **4 МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ ЛОКОМОТИВА**

### **4.1 Анализ методов расчета долговечности и ресурса деталей машин**

Для выбора способа разработки методики расчета ресурса базовых конструкций тягового подвижного состава был выполнен комплекс исследований эксплуатационной нагруженности экипажных частей локомотивов, проведены стендовые испытания их натуральных узлов с целью определения и уточнения характеристик сопротивления усталости. Накопленные в результате этих работ материалы подтверждают применимость, наряду с методами в детерминированной постановке, вероятностных и статистических методов оценки усталостной прочности, которые полнее учитывают эксплуатационные режимы работы локомотива и случайный характер нагрузок возникающих при этом. [50, 117, 120, 121, 134]. Для расчета долговечности деталей в многоцикловой области применены методы, в основе которых лежит линейная гипотеза накопления повреждений в материале при напряжениях выше и ниже предела выносливости. В частности – скорректированная линейная гипотеза при заданной вероятности неразрушения с использованием вторичной кривой усталости, учитывающей рассеяние показателей предела выносливости и нагруженности детали. Рассмотрена модификация уравнения разрушения по данной гипотезе путем представления кривой усталости двумя наклонными ветвями, характеризующими накопление усталостных повреждений на базах  $10^7$  и  $10^9$  циклов нагружения. Предложен аналитический метод расчета ресурса детали на основе решения уравнений кривой усталости при гигацикловом нагружении, которое конструкция испытывает в процессе длительной эксплуатации [58, 63, 65, 83, 107, 108, 127-129].

#### **4.1.1 Методика расчета долговечности по заданной вероятности разрушения (вероятностный метод)**

В условиях реальной эксплуатации несущие конструкции локомотива подвергаются нагрузкам различного характера, вызывающим в них напряжения в большом диапазоне амплитуд. При расчетах на долговечность надо учитывать весь спектр (блок) этих напряжений. Такой блок представлен в таблице 3.1, где уровни эксплуатационных напряжений заданы в виде ступенчатой последовательности амплитуд ( $\sigma_{ai}$ ) с числом  $n_i$  (рисунки 3.1, 3.2) и законом их распределения в относительных величинах  $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max \partial}}$ , где  $\sigma_{a \max \partial}$  – амплитуда максимального напряжения в суммарном блоке напряжений в детали.

Линейное накопление повреждений означает, что при нагружении детали напряжениями  $\sigma_{ai}$ , находящимися на уровне или превышающими предел выносливости детали  $\sigma_{-1 \partial}$  ( $\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1 \partial}$ ), с количеством циклов  $n_i$ , а разрушение детали при такой амплитуде напряжения согласно кривой усталости наступает при количестве циклов  $N_i$ , то в конечном итоге в ней накапливается доля усталостного повреждения  $\frac{n_i}{N_i}$ .

В соответствии с линейной гипотезой, предложенной А. Пальмгреном и М.А. Майнером и развитой применительно к расчетам деталей машин А.И. Петрусевичем, С.В. Серенсенем, Д.Н. Решетовым [118, 142, 144] и др., разрушение конструкции должно происходить при достижении суммы накопленных долей усталостных повреждений 1, т.е.:

$$\sum_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1 \partial}}^n \frac{n_i}{N_i} = 1. \quad (4.1)$$

Корректированная линейная гипотеза, предложенная В.П. Когаевым [53], заключается в том, что разрушение наступает и в том случае, когда эта сумма

(4.1) равна не 1, а некоторой величине  $a_p$ , находящейся в пределах от 0,5 до 2,0 и более:

$$\sum_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\partial}}^n \frac{n_i}{N_i} = a_p. \quad (4.2)$$

По результатам многих исследований [53, 56] отклонение величины  $a_p$  от 1,0 может быть объяснено эффектом упрочнения или разупрочнения вследствие нерегулярного приложения нагрузок.

Для амплитуд  $\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\partial}$  находящихся до точки перелома, в соответствии с уравнением кривой усталости, имеющей наклонный и горизонтальный участки, действует соотношение:

$$\sigma_{ai}^m \cdot N_i = \sigma_{-1\partial}^m \cdot N_0 = const, \quad (4.3)$$

т.е. для этого участка

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{n_i}{N_0} \left( \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1\partial}} \right)^m, \quad (4.4)$$

где  $N_0$  – число циклов, соответствующее точке перелома;

$m$  – показатель степени в уравнении наклонной ветви кривой усталости.

В выражениях (4.3) и (4.4) учитываются только те амплитуды, которые равны или превышают предел выносливости детали, т.к. для амплитуд, величины которых ниже предела выносливости ( $\sigma_{ai} < \sigma_{-1\partial}$ ) принято, что они не являются повреждающими.

Если отношение количества циклов  $n_i$  амплитуды  $\sigma_{ai}$  к суммарному количеству циклов за весь срок службы детали  $N_\Sigma$  обозначить через  $t_i$  т.е.

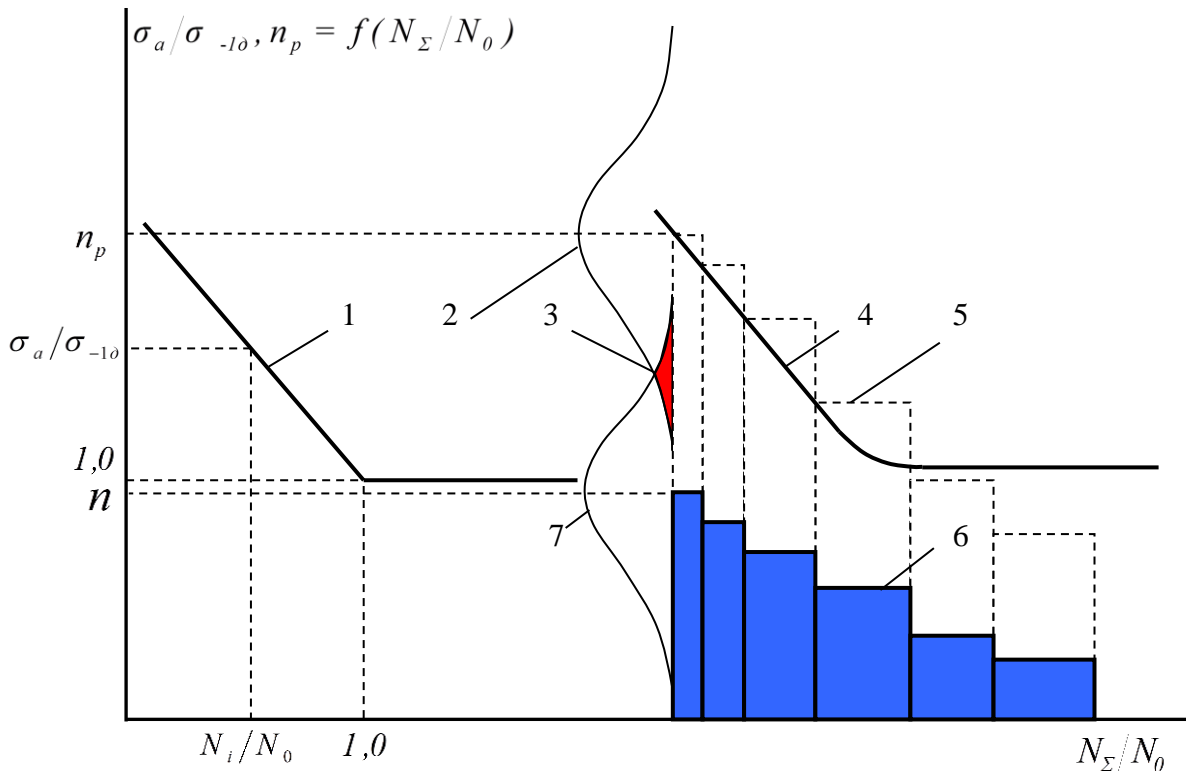
$$t_i = \frac{n_i}{N_\Sigma}, \quad (4.5)$$

и ввести безразмерный параметр  $n_p$  (коэффициент перегрузки), определяемый выражением:

$$n_p = \frac{\sigma_{a\max}^{\text{pp}}}{\sigma_{-1\partial}}, \quad (4.6)$$

где  $\sigma_{a\max}^{\text{pp}}$  – максимальное напряжение в предельном блоке нагружения, который подобен действующему и вызывает разрушение детали при числе циклов  $N_\Sigma$ , то условие разрушения (4.2) приводится к виду [53]:

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = \frac{a_p}{n_p^{m_1} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \geq \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}\right)^{m_1} \cdot t_i} \quad (4.7)$$



1 – первичная кривая усталости; 2 – закон рассеяния предела выносливости детали; 3 – зона амплитуд, вызывающих относительное повреждение детали; 4 – вторичная кривая усталости, соответствующая действующему блоку нагружения; 5 – предельный блок нагружения, пропорциональный действующему и соответствующий заданному числу циклов; 6 – действующий блок нагружения; 7 – закон рассеяния действующего блока нагружения

**Рисунок 4.1 – Первичная и вторичная кривые усталости в относительных логарифмических координатах**

Уравнение (4.7) представляет собой уравнение так называемой вторичной кривой усталости в относительных координатах  $n_p, \frac{N_{\Sigma}}{N_0}$  (рисунок 4.1). Она соответствует первичной кривой (4.3), при количестве циклов в ней измеряемом не базовым числом циклов приложения напряжений постоянной амплитуды, а суммарным числом циклов, в которое входят напряжения всех уровней, имеющих в предельном блоке нагружения.

В случае, если кривая усталости детали аппроксимируется двумя наклонными ветвями (при  $m_1$  и  $m_2$ ), то условие разрушения принимает вид:

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = \frac{a_p}{n_p^{m_1} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \geq \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}\right)^{m_1} \cdot t_i + n_p^{m_2} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} < \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}\right)^{m_2} \cdot t_i}, \quad (4.8)$$

и также представляет собой уравнение вторичной кривой усталости в относительных координатах  $n_i, \frac{N_\Sigma}{N_0}$ . Если вторая ветвь кривой усталости горизонтальная линия ( $m_2 = \infty$ ), то напряжения амплитудой менее  $\sigma_{-1 \partial}$  в расчете не учитывают, т.е. второе слагаемое суммы в знаменателе отсутствует и формула (4.8) совпадает с формулой (4.7).

Но соотношения (4.7) и (4.8) позволяют определить лишь медианное значение долговечности, т.е. с 50 %-ой вероятностью разрушения.

Значения долговечности, с  $P$  %-ой вероятностью разрушения можно получить применив формулу [53, 118]:

$$U_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 \vartheta_{-1}^2 + \vartheta_a^2}}, \quad (4.9)$$

где  $U_p$  – квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности неразрушения  $P$ , %;

$\tilde{n}$  – относительный коэффициент запаса, равный

$$\tilde{n} = \frac{n_p}{n} = \frac{\sigma_a^{np} \max}{\sigma_a \max}, \quad (4.10)$$

где  $n = \frac{\sigma_a \max}{\sigma_{-1 \partial}}$  – действительный коэффициент нагруженности детали;

$\vartheta_{-1}, \vartheta_a$  – коэффициенты вариации предела выносливости детали  $\sigma_{-1 \partial}$  и максимального напряжения  $\sigma_a \max$  в блоке нагрузок соответственно.

Коэффициенты характеризуют рассеяние соответствующих величин и чем они меньше, тем стабильнее результаты. В частности, коэффициент вариации предела выносливости детали  $\vartheta_{-1}$  зависит от тщательности исполнения конструкции, контроля и обработки зон концентрации напряжений, воспроизводимости технологии производства, обеспечивающих заданные допуски на изготовление и уровни механических свойств изделия [53, 124]. Коэффициент вариации напряжений в блоке  $\vartheta_a$  характеризует изменчивость воспринимаемых нагрузок, которые зависят от характеристик пути, режимов движения, состояния экипажной части и т.п.

Значения коэффициентов вариации принимаются на основании анализа результатов испытаний натуральных деталей или определяются по формулам:

$$\vartheta_{-1} = \frac{S_{\sigma_{-1\vartheta}}}{\bar{\sigma}_{-1\vartheta}}, \vartheta_a = \frac{S_{\sigma_{a\max}}}{\bar{\sigma}_{a\max}}, \quad (4.11)$$

где  $S_{\sigma_{-1\vartheta}}$ ,  $S_{\sigma_{a\max}}$  – среднеквадратические отклонения соответствующих параметров;

$\bar{\sigma}_{-1\vartheta}$ ,  $\bar{\sigma}_{a\max}$  – математические ожидания соответствующих параметров.

Величины максимальных напряжений в блоках циклического нагружения деталей экипажной части локомотивов обычно существенно ниже значений пределов выносливости. Вследствие этого разрушения деталей могут происходить, когда отдельная доля максимальных напряжений блока нагружения превысит предел выносливости (на рисунке 4.1 опасная зона заштрихована). Это происходит за счет рассеяния напряжений и пределов выносливости.

Расчет долговечности ведется в следующей последовательности.

Используя результаты экспериментальных исследований нагруженности и прочности конструкции (детали), определяется: предел выносливости детали  $\bar{\sigma}_{-1\vartheta}$  (медианное значение); из соотношения (4.6) находится коэффициент перегрузки  $n_p$ . Задавшись вероятностью неразрушения ( $P$ ), который соответствует значению квантиля ( $U_p$ ) [140], по уравнению (4.10) вычисляется относительный коэффициент запаса  $\tilde{n} = \frac{n_p}{n}$ . Эти величины определяются параметрами распределения показателей долговечности детали:  $P$  от 5% ( $1 - P = 0,95$ ),  $U_p = 1,645$  до  $P$  0,1 % ( $1 - P = 0,999$ ),  $U_p = 3,09$  и коэффициентами вариации  $\vartheta_{-1} = 0,05 \dots 0,15$ ,  $\vartheta_a = 0,1 \dots 0,25$ .

Затем в блоке нагружения (таблица 3.1) отбрасываются все  $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \leq \frac{1}{n_p}$  и подсчитывается значение суммы в знаменателе выражения (4.7) или (4.8),  $\sum A_i^m \cdot t_i$  и определяется суммарное количество циклов ( $N_\Sigma$ ), выдерживаемое деталью до разрушения. После этого вычисляется число циклов, которое деталь испытывает в течение одного года эксплуатации,

$$N_1 = \frac{L_1}{\bar{V}} \cdot f \cdot P_{v_3}, \quad (4.12)$$

где,  $L_1$  – годовой пробег локомотива в эксплуатации, км;  $\bar{V}$  – средняя эксплуатационная скорость, км/ч;  $f_3$  – эффективная частота изменения амплитуд динамиче-

ских напряжений, Гц;  $P_{v_3}$  – доля движения локомотива со скоростями, вызывающими повреждающие напряжения  $\sigma_{ai} \geq 0,5\sigma_{-1\partial}$ .

В конечном итоге определяется расчетный ресурс детали в годах  $\tau_p^p = \frac{N_\Sigma}{N_1}$ , лет.

#### **4.1.2 Методика расчета ресурса на основе решения уравнения кривой усталости (аналитический метод)**

Накопление усталостных повреждений в материале деталей, подверженных многоциклового нагружению в гигацикловой ( $N_G \gg N_0$ ) области (таких как шкворневой узел, рама тележки, ось и колесо колесной пары и др.) характеризуется кривой усталости, представляемой двумя наклонными ветвями (рисунок 4.2) [107, 108]. Они представляются уравнениями вида  $\sigma_{ai}^m \cdot N_i = const$  следуя гипотезе линейного суммирования повреждений [53, 118].

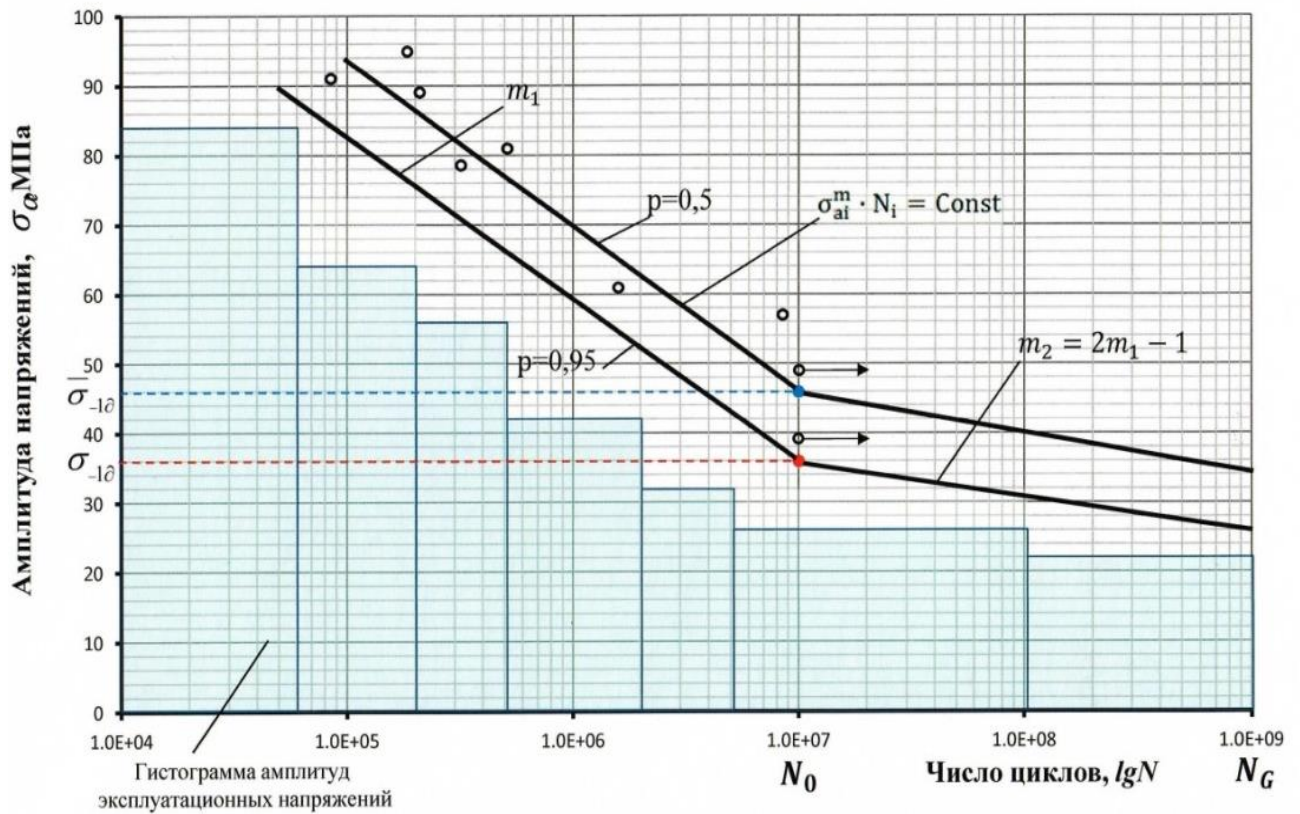
Из уравнения второй наклонной ветви кривой усталости

$$\sigma_{-1\partial}^{m_2} \cdot N_0 = \sigma_{a\partial}^{m_2} \cdot N_p, \quad (4.13)$$

находим  $N_p = \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{a\partial}}\right)^{m_2} \cdot N_0 = n_\sigma^{m_2} \cdot N_0$ ,

где  $m_2$  – показатель наклона кривой усталости (при известной величине  $m_1$ ,  $m_2 = 2m_1 - 1$ );

$N_p$  – количество циклов нагружения конструкции до предельного состояния (разрушения) по исчерпанию сопротивления усталости;



*Характеристика нагруженности детали:*

$m_1, m_2$  – показатели угла наклона кривой усталости;  $N_0, N_G$  – базы испытаний;  
 $\bar{\sigma}_{-1\Delta}, \sigma_{-1\Delta}$  – пределы выносливости детали при вероятности неразрушения  
 $P=0,50$  и  $P=0,95$  соответственно

**Рисунок 4.2 – Кривая усталости**

$\sigma_{-1\Delta}$  – предел выносливости детали для заданной вероятности неразрушения ( $P$ )  
( $\bar{\sigma}_{-1\Delta}$  – среднее (при  $P=0,5$ ) значение предела выносливости);

$$\sigma_{-1\Delta} = \bar{\sigma}_{-1\Delta}(1 - U_p \cdot \vartheta_{-1}), \quad (4.14)$$

$N_0 = 5 \cdot 10^6 \dots 10^7$  – количество циклов, соответствующее фактической точке излома кривой усталости;

$\sigma_{аэ}$  – эквивалентная амплитуда динамических напряжений в конструкции от нагрузок, возникающих при движении локомотива. Она вычисляется методами статистической обработки случайных процессов (Приложение Б) с последующим построением гистограмм значений амплитуд динамических напряжений ( $\sigma_{ai}$ ), учитывая доли ( $P_{Vi}$ ) эксплуатационных скоростей движения локомотива по формуле:



$$\sigma_{\text{аэ}} = \sqrt[m]{\frac{N_{\Sigma}}{N_0} \left[ \sum (K_{\text{уч}j} P_{Vi} \cdot \sum \sigma_{\text{аи}}^m \cdot P_{\sigma i}) \right]}, \quad (4.15)$$

где  $m$  – показатель наклона кривой усталости (для сварных конструкций  $m=4-6$ );

$N_{\Sigma} = f_{\Sigma} \cdot \frac{365 \cdot 10^3}{\bar{V}} \cdot \bar{L} \cdot \tau_{\text{ср}}^p$  – суммарное число циклов напряжений от действия эксплуатационных нагрузок за срок службы  $\tau_{\text{ср}}^p$  в годах;

$K_{\text{уч}j}$  – средняя доля протяженности прямых ( $j=1$ ), кривых участков пути ( $j=2$ ) и стрелок ( $j=3$ ) в общей длине железнодорожных путей, по которым предполагают эксплуатацию испытываемого локомотива;

$f_{\Sigma} = \sum f_i \cdot P_{Vi}$  – эффективная частота процесса нагружения, учитывая доли каждого уровня частоты  $f_i$  на каждой скорости движения;

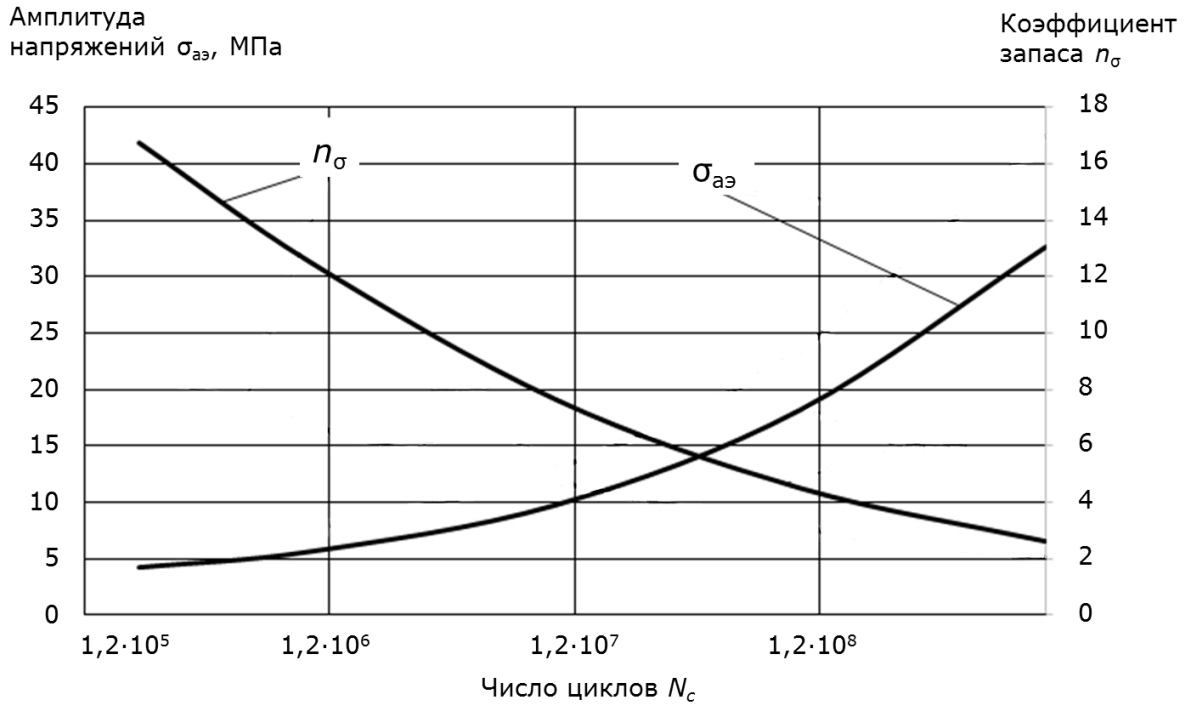
$\bar{L}$  – среднесуточный пробег локомотива, км/сут (определяется исходя из установленной ОАО «РЖД» периодичности проведения ТО и ТР и анализа эксплуатационных данных (для магистральных грузовых тепловозов он составляет примерно 400 км/сут, для маневровых – 50-80 км/сут);

$\bar{V}$  – расчетная средняя техническая скорость движения поезда, м/с [35];

$P_{Vi}$  – доля движения локомотива с  $i$ -ой скоростью;

$P_{\sigma i}$  – вероятность появления амплитуды напряжения  $i$ -го уровня.

Рассчитав в соответствии с требованиями [35] коэффициент запаса сопротивления усталости  $\bar{n}_{\sigma}$  и приняв его за среднее значение (при вероятности  $P=0,5$ ), при пересчете по формуле (4.14) определим величину  $n_{\sigma}$  с заданной вероятностью (надежностью). При этом может учитываться также снижение предела выносливости детали с увеличением числа циклов нагружения в гигацикловой области [107]. Кроме того, по формуле (4.15), при увеличении  $N_{\Sigma}$  повышается уровень  $\sigma_{\text{аэ}}$ , что приводит к уменьшению (исчерпанию) коэффициента запаса  $n_{\sigma}$  (рисунок 4.3).



**Рисунок 4.3 – Зависимость между коэффициентом запаса сопротивления усталости и величиной эквивалентных динамических напряжений**

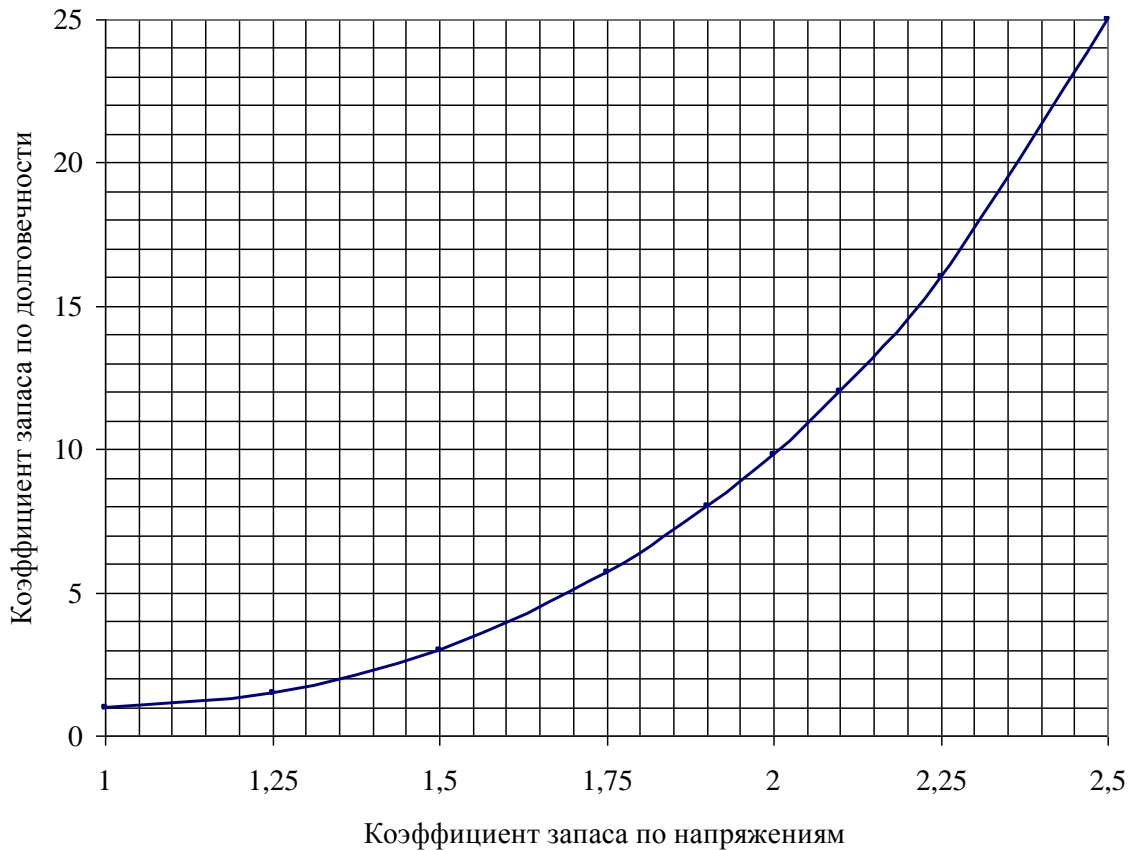
После этого вычисляем:

– соответствующий запас по долговечности  $n_N$  по зависимости  $n_N = f(n_\sigma)$  (рисунок 4.4), построенной на основании [71, 72, 75, 78, 89];

– допускаемое число циклов нагружения детали (ресурс по числу циклов)

$$[N] = \frac{N_p}{n_N};$$

– срок безопасной эксплуатации локомотива (от даты постройки или после заданного срока его эксплуатации). При годовом пробеге  $L_1 = \bar{L} \cdot 365$ , и соответствующем числе циклов  $N_1 = 10^3 \cdot f/\bar{V}$  находим  $[\tau_3] = \frac{[N]}{N_1}$  лет.



**Рисунок 4.4 – Зависимость между коэффициентами запаса по напряжениям и по долговечности**

Предлагаемые методы могут использоваться для расчета ресурса деталей на стадии проектирования и в процессе эксплуатации для оценки остаточного ресурса и установления продленного срока службы.

Важным фактором накопления повреждений в конструкциях грузовых вагонов являются ударные нагрузки, поэтому в вагоностроении, для определения срока службы ( $T_K$ ), применяется формула [132, 133]:

$$T_K = \frac{\left(\frac{\sigma_{aN}}{[n]}\right)^{m_1} \cdot N_0}{N_{c1} \sum_j (\sigma_{aj})^{m_1 \cdot P_{\sigma j}} + N_{c2} \sum_i (\sigma_{ai})^{m_1 \cdot P_{\sigma i}}}, \quad (4.16)$$

где  $N_{c1}$  – количество циклов амплитуд динамических напряжений ( $\sigma_{aj}$ ) в исследуемых элементах конструкции вагона, приведенных к эквивалентному симметричному циклу исходя из повреждающего действия нормативного распределения продольных сил за один год эксплуатации [31, 133, 138]);

$N_{c2}$  – количество циклов амплитуд напряжений ( $\sigma_{ai}$ ) от динамических воздействий при движении вагона за один год эксплуатации;

$\sigma_{aN}$  – предел выносливости исследуемого элемента конструкции;

$[n]$  – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости исследуемого элемента конструкции.

## 4.2 Выводы по разделу 4

1 На основе анализа методов расчета долговечности деталей машин и результатов исследований нагруженности экипажной части локомотивов предложены методы расчета их ресурса, полнее учитывающие режимы эксплуатации локомотивов, случайный характер нагрузок, возникающих при их движении, условия накопления усталостных повреждений в материале детали и другие факторы.

2 Предложены методики расчета ресурса, основанные на скорректированной линейной гипотезе накопления повреждений в материале:

– по допускаемой вероятности разрушения с использованием вторичной кривой усталости с горизонтальной или наклонной правой ветвью, учитывающей рассеяние параметров нагруженности и характеристик сопротивления усталости материала;

– на основе аналитического решения уравнения кривой усталости, представленной двумя наклонными ветвями, характеризующими накопление повреждений в мега (до  $10^7$ ) и гигацикловой (до  $10^9$ ) областях нагружения деталей.

3 Предложено определение и учет в расчетах ресурса количества циклов повреждающих эксплуатационных напряжений по их доле в фактических реализациях процессов.

## 5 ПРАКТИКА ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИК РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ И РЕСУРСА ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА

### 5.1 Расчет ресурса бесчелюстной рамы тележки локомотива вероятностным методом

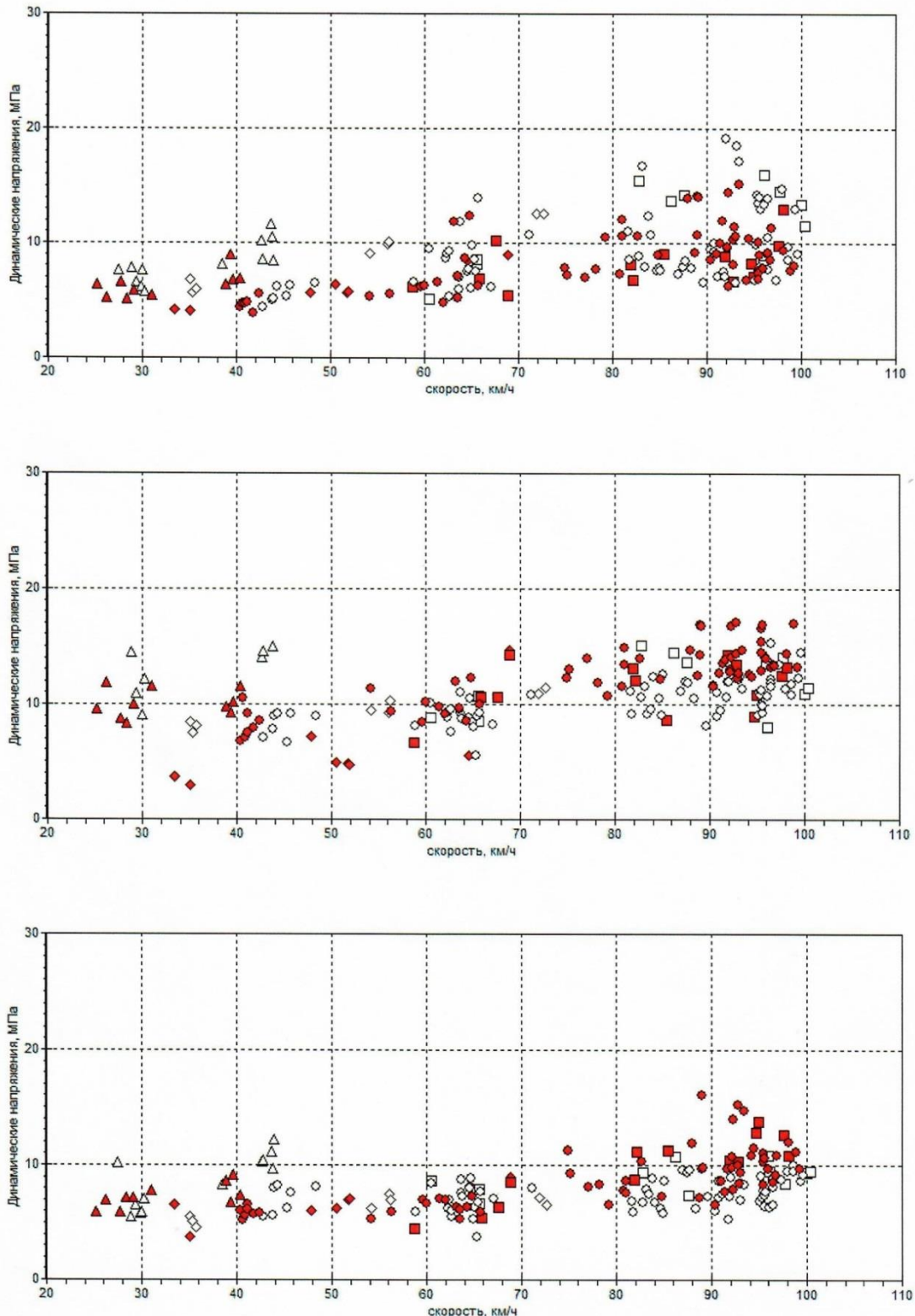
В соответствии с методикой, изложенной в разделе 4.1.1, исходными данными для расчета ресурса детали являются:

- результаты расчетно-экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния конструкций (зависимости напряжений от скорости в наиболее нагруженных элементах рамы тележки приведены на рисунке 5.1);
- блок эксплуатационных нагрузок (напряжений), полученный по результатам динамико-прочностных испытаний тепловоза;
- параметры кривой усталости (предел выносливости  $\sigma_{-1\theta}$ , точка перелома  $N_0$  и показатели степени наклона прямых, аппроксимирующих кривую усталости ( $m_1$  и  $m_2$ )).

Расчет выполняется в следующем порядке.

Рассчитывается относительный коэффициент  $\tilde{n} = n_p/n$ . Из уравнения (4.9) коэффициент  $\tilde{n} = 2,23$ , при  $\vartheta_{-1} = 0,12$ ,  $\vartheta_a = 0,19$   $U_p = -3,719$  (для получения результатов с надежностью 0,9999 или вероятности разрушения  $P = 0,01$  %).

Из соотношения (4.10) находится  $n_p = \tilde{n} \cdot n$ , где  $n = \sigma_{amax}/\sigma_{-1\theta} = 0,65$  ( $\sigma_{amax} = 24$  МПа,  $\sigma_{-1\theta} = 37,6$  МПа [111]) – действительный коэффициент нагруженности детали, рассчитывается коэффициент перегрузки  $n_p = 2,23 \cdot 0,65 \approx 1,5$ ;  $1/n_p = 0,667$ .



- - движение передним ходом по прямому участку пути; ● - движение задним ходом по прямому участку пути; □ - движение передним ходом в кривой R600 м; ■ - движение задним ходом в кривой R600 м; ◇ - движение передним ходом в кривой R300 м; ◆ - движение задним ходом в кривой R300 м; △ - движение передним ходом по стрелочным переводам на боковой путь; ▲ - движение задним ходом по стрелочным переводам на боковой путь,

**Рисунок 5.1 – Зависимости амплитуд напряжений в элементах рамы тележки тепловоза М62 от скорости движения**

Блок амплитуд эксплуатационных напряжений в унифицированной (для тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ10М, 2М62, 2ТЭ25К) бесчелюстной раме тележки получен (в соответствии с разделом 3.1) с учетом результатов испытаний, в том числе по путям большого протяжения [44, 48, 103, 141]. Он формируется как распределение амплитуд динамических напряжений, заданное парой чисел ( $\sigma_{ai}/\sigma_{amax}$ ,  $t_i$ ), где  $\sigma_{ai}/\sigma_{amax}$  – амплитуда напряжений  $i$ -го уровня, отнесенная к максимальному напряжению в блоке;  $t_i$  – доля напряжений  $i$ -го уровня в общем блоке. В таблице 5.1  $N_{\Sigma}^{\delta}$  – суммарное число циклов нагружения всеми уровнями напряжений в блоке.

**Таблица 5.1 – Блок эксплуатационных напряжений в бесчелюстной раме тележки**

$\sigma_{ai}$ , МПа	$A_i = \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}}$	$t_i = \frac{n_i}{N_{\Sigma}^{\delta}}$	$A_i^{m_1}$	$A_i^{m_2}$	$A_i^{m_1} \cdot t_i$	$A_i^{m_2} \cdot t_i$
2	0,0833	0,1960	0,000048	0,0000000	0,0000094	0,0000000
4	0,1667	0,3119	0,000772	0,0000029	0,0002407	0,0000009
6	0,2500	0,2093	0,003906	0,000061	0,0008175	0,0000127
8	0,3333	0,1326	0,01234	0,0004566	0,0016362	0,0000605
10	0,4167	0,0754	0,03015	0,0021814	0,0022733	0,0001644
12	0,5000	0,0387	0,0625	0,0078125	0,0024187	0,0003023
14	0,5833	0,0186	0,11576	0,0229742	0,0021531	0,0004273
16	0,6667	0,0087	0,19757	0,058548	0,0017188	0,0005093
18	0,7500	0,0044	0,316406	0,1334837	0,0013953	0,0005886
20	0,8333	0,00249	0,482176	0,2790033	0,0012006	0,0006947
22	0,9167	0,00125	0,70617	0,54399	0,0008827	0,0006799
24	1,0000	0,00065	1,0000	1,0000	0,00065	0,00065
$\Sigma$	-	1,0000	-	-	-	-

Расчет долговечности выполняется с использованием уравнения (4.8) для случая, когда кривая усталости аппроксимирована двумя наклонными прямыми линиями – при  $m_1 = 4$  и  $m_2 = 7$ .

Далее, в блоке нагружения (таблица 5.1) для левой наклонной ветви кривой усталости ( $m_1 = 4$ ) столбец 6 отбрасываются все величины  $\sigma_{ai}/\sigma_{amax} \leq 1/n_p$ , а для правой наклонной ветви ( $m_2 = 7$ ) столбец 7 наоборот – отбрасываются вели-

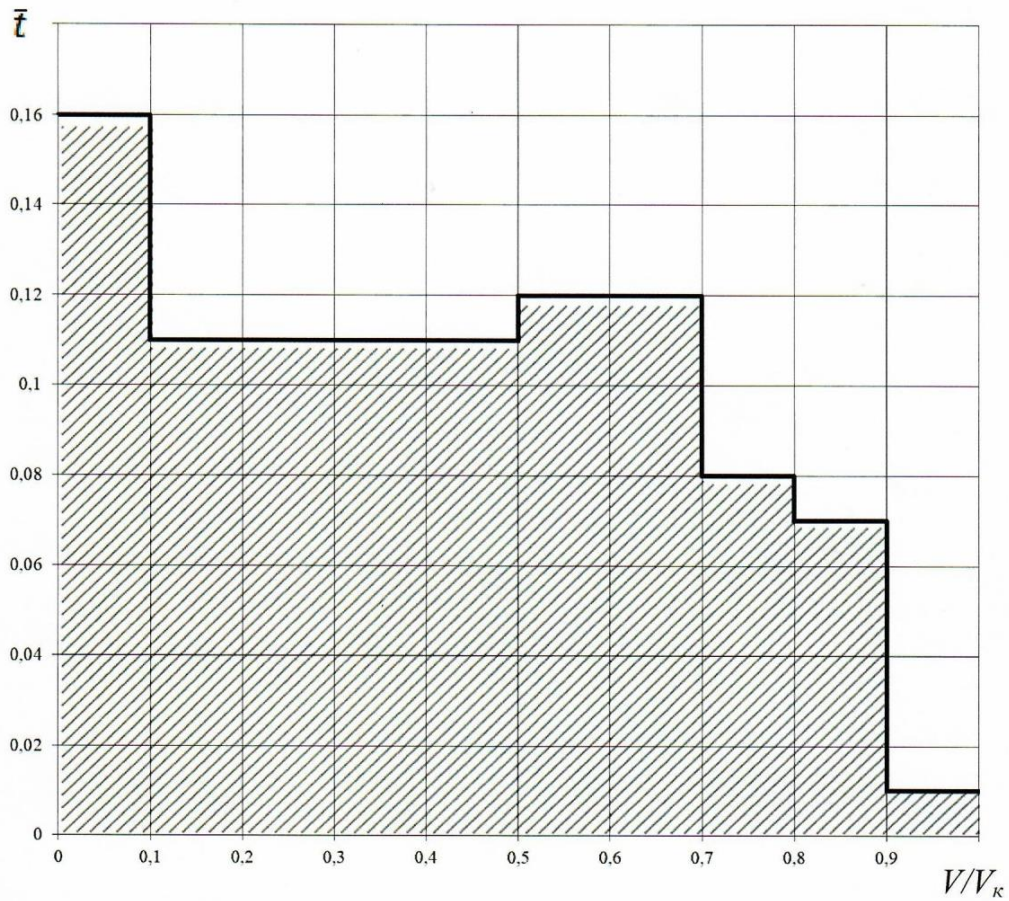
чины больше  $1/n_p$  и, с учетом этого, подсчитываются значения сумм стоящих в знаменателе правой части уравнения (4.8):  $\sum A_i^{m_1} \cdot t_i = 0,00585$ ;  $\sum A_i^{m_2} \cdot t_i = 0,000968$ .

Подставив полученные значения в это уравнение, вычисляется  $N_\Sigma = N_0 \cdot a_p / (n_p^m \cdot \sum A_i^m \cdot t_i)$ ;  $a_p$  принимается равным 0,6, на основании анализа результатов стендовых испытаний рам тележек локомотивов на усталость [103], а также учитывая, что  $a_p$  может принимать значения от 0,5 до  $\geq 1,0$  (см. замечание к формуле 4.2), причем 1,0 (или близко к этому значению) можно принимать для вновь изготовленной детали; 0,5 - 0,8 – для длительно эксплуатировавшейся.

Тогда: при  $a_p = 0,6$ ;  $N_0 = 6 \cdot 10^6$ ;  $m_1 = 4$ ;  $m_2 = 7$ , суммарное число циклов нагружения рамы до разрушения  $N_\Sigma = 78 \cdot 10^6$  цикл.

Количество амплитуд напряжений в детали за 1 год эксплуатации в режимах, при которых напряжения в ней являются повреждающими ( $\sigma_{ai} \geq 0,5\sigma_{-1d}$ ) при движении тепловоза М62 со скоростями  $V$  от 60 км/ч до конструкционной  $V_k$ , по формуле (4.12)  $P_{\sigma_{aa}} = 0,22$ ; при:  $L_1 = 150 \cdot 10^3$  км/год;  $\bar{V}_3 = 69$  км/ч [35, 88];  $f_3 = 2,1$  Гц [44]. При этом с учетом распределения доли движения  $\bar{t}$  грузового тепловоза со скоростями, вызывающими повреждающие напряжения  $P_{v_3}$  (рисунок 5.2 [106]), получаем  $N_1 = 3,6 \cdot 10^6$  цикл./год.





**Рисунок 5.2 – Гистограмма относительной доли работы грузового тепловоза в интервалах относительных скоростей движения**

В результате, остаточный (после 30 лет эксплуатации) расчетный ресурс бесчелюстной рамы тележки с заданной вероятностью разрушения ( $P = 0,01 \%$ ) составит:  $\tau_3 = N_\Sigma / N_1 = 21$  год (или 51 год от даты постройки).

## 5.2 Расчет ресурса бесчелюстной рамы тележки локомотива аналитическим методом

Исходными данными для расчета долговечности (по методике, приведенной в разделе 4.1.2) бесчелюстной рамы тележки локомотива при конструкционной скорости  $V_k = 100$  км/ч являются:

$\bar{V}_3 = 69$  км/ч – средняя техническая скорость движения грузового поезда;

$\bar{n}_\sigma = 2,3$  [44] – запас прочности по напряжению (среднее значение, т.е. при  $P = 50\%$ );

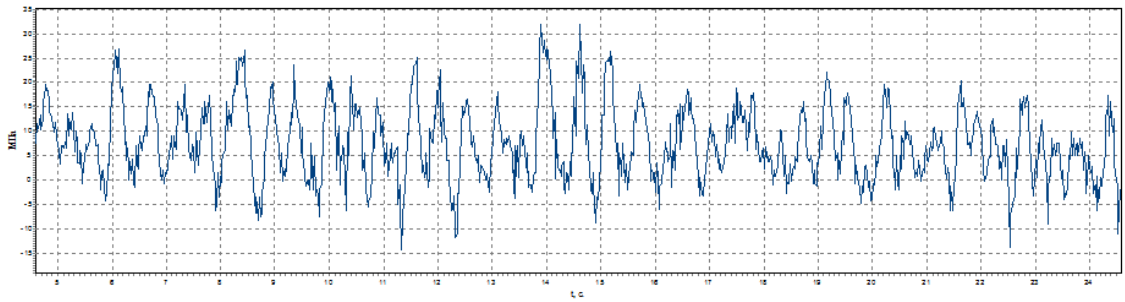
$n_\sigma = 1,3$  – в пересчете по формуле (4.14) при  $P = 99,9\%$ ;

$m_2 = 7$  – показатель угла наклона правой ветви кривой усталости;

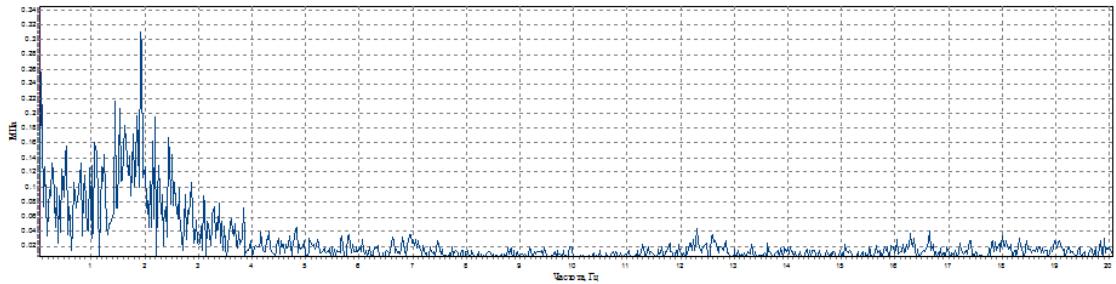
$f_3 = 2,1$  Гц – частота амплитуд напряжений по спектральной плотности, установленной по результатам статистической обработки характеристик динамических процессов (рисунок 5.3 б) [44];

$N'_1 = 10^3 \cdot f_3 / \bar{V}_3 = 110$  цикл./км – число циклов нагружения (амплитудой всех уровней) рамы за 1 км пробега.

В эксплуатации магистральных тепловозов типа 2М62, 2ТЭ116, 2ТЭ25К скорости движения, вызывающие напряжения  $\sigma_{ai}$ , близкие к  $\sigma_{aэ}$  и оказывающие повреждающее воздействие (значимые скорости), находятся в диапазоне 60-100 км/ч. При движении локомотива с этими скоростями в каждой зарегистрированной при этом реализации нагрузок имеются указанные уровни амплитуд напряжений с соответствующей частотой. Следовательно, для суммарного блока нагрузок, количество повреждающих амплитуд напряжений ( $P'_{\sigma_{aэ}}$ ) должно складываться (таблица 5.2).



а)



б)

а) изменение напряжений во времени при движении тепловоза в прямой со скоростью 80 км/ч; б) спектр плотности мощности амплитуд напряжений

**Рисунок 5.3 – Пример характеристики процессов динамических напряжений в бесчелюстной раме тележки тепловоза М62**

**Таблица 5.2 – Расчет количества циклов повреждающих напряжений в раме тележки при движении тепловоза 2М62 при различных скоростях**

Скорость движения локомотива, км/ч (м/с)	Количество амплитуд напряжений ( $\sigma_{ai}$ ) всех уровней (с частотой изменения 2,2 Гц) при прохождении 1 км пути с разной скоростью $N'_{1i}$ , цикл/км	Доли (частоты) амплитуд повреждающих (эквивалентных значений $\sigma_{aэ}$ ) напряжений в блоке эксплуатационных нагрузок ( $t_i$ , таблица 2.1), $P_{\sigma_{aэ}}$	Количество циклов повреждающих (эквивалентных) напряжений, $N_{1p} = N'_{1i} \cdot P_{\sigma_{aэ}}$
60 (16,7)	123	0,03*	3,7
70 (19,4)	108	0,03	3,2
80 (22,2)	90	0,03	2,7
90 (25,0)	80	0,03	2,4
100 (27,8)	73	0,03	2,2
$\Sigma$	—	—	$N_1 = 14,2$

\*- принимается, что доли повреждающих уровней напряжений при повышенных (принимаемых в расчет) скоростях движения локомотива одинаковы и соответствуют доле эквивалентного значения напряжения  $\sigma_{aэ}$  при этих скоростях.

С учетом доли движения локомотива с грузовым поездом ( $P_{V_i}$ ) со скоростями от 60 до 100 км/ч, равной 0,66 [35, 88] и доли повреждающих амплитуд напряжений на 1 км пути,  $P_{\sigma_{аз}} = 0,20$  (из анализа записей процессов напряжений в раме (рисунок 5.3 а) при ходовых прочностных испытаниях тепловоза [44] и по данным [106]), получаем расчетное число циклов (14,5) амплитуд повреждающих напряжений – по формуле:

$$N_1 = N'_1 \cdot P_{V_i} \cdot P_{\sigma_{аз}}. \quad (5.1)$$

Это число ( $N_1$ ) (таблица 5.2, столбец 4) можно получить также, если используя данные таблицы 5.1 и по графику изменения напряжений определить скорости движения, при которых появляются напряжения, составляющие не менее половины предела выносливости рассматриваемого элемента конструкции (являются повреждающими) и просуммировав количество всех амплитуд напряжений при каждой скорости движения (таблица 5.2) в процессах (рисунок 5.1 а), происходящих с частотой  $f_3$  (рисунок 5.1 б) при прохождении 1 км пути ( $N'_1$ ), а также доли повреждающих амплитуд при этом (таблица 3.1, столбец 5).

С учетом полученного в таблице 5.2 результата ( $N_1=14,2$ ) для расчета принимаем  $N_1 = 14$  цикл/км.

Аналогичным образом расчетное значение  $N_1$  получено по результатам испытаний тепловоза 2ТЭ116 (таблица 5.3).

**Таблица 5.3 – Расчет количества циклов повреждающих напряжений в раме тележки тепловоза 2ТЭ116**

$V_i$ , км/ч (м/с)	$N'_{1i}$ , цикл/км	$P_{\sigma_{аз}}$	$N_{1p}$
70 (14,4)	153	0,0264*	4,0
80 (22,2)	99	0,0264	2,6
90 (25)	88	0,0264	2,3
100 (27,8)	79	0,0264	2,1
$\Sigma$	—	—	$N_1 = 11,0$

Тогда: по формуле (4.13)  $N_p=6,3 \cdot 10^7$  цикл; по зависимости  $n_N$  от  $n_\sigma$  [71] определяем  $n_N = 1,8$ ;  $[N_p] = N_p/n_N = 35 \cdot 10^6$ ;  $[N_p]/N_1 \approx 2,5 \cdot 10^6$  км; при годовом пробеге тепловоза 2М62 150 тыс. км остаточный срок безопасной эксплуатации

бесчелюстной рамы тележки составит (по ее критическому элементу)  $\tau_3 = [L]/L_1 \approx 17$  лет (или 47 лет от даты постройки).

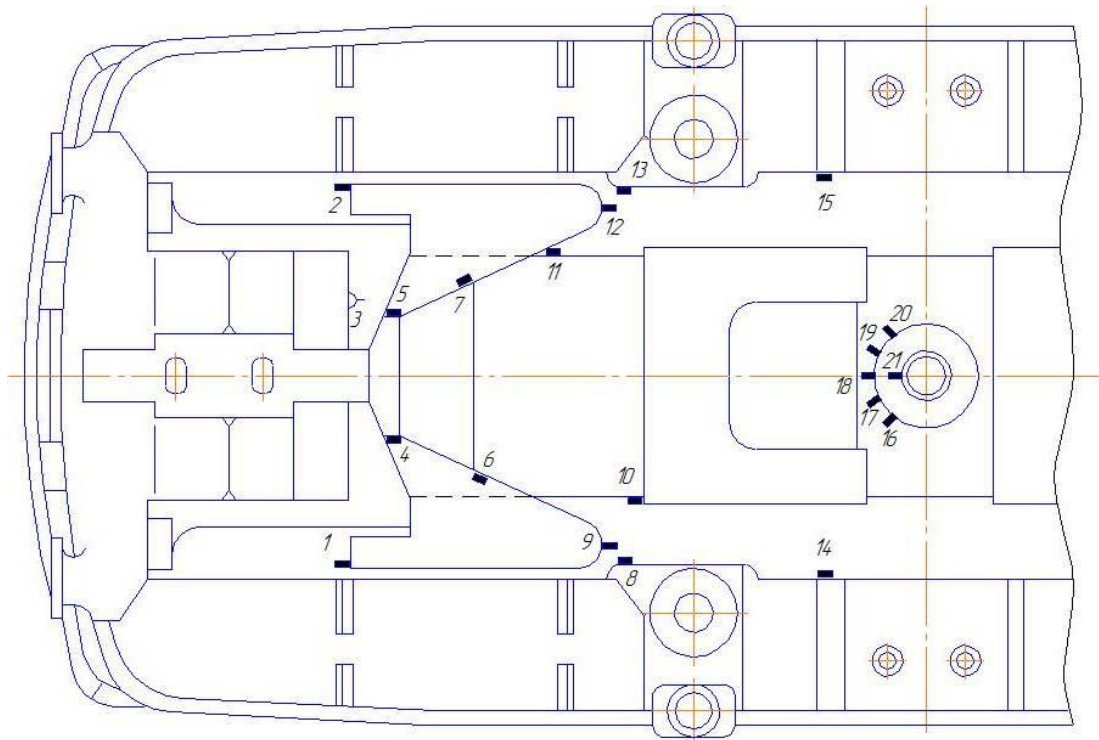
Таким образом, расчет ресурса рамы тележки тепловозов типа 2ТЭ116, 2М62, выполненные по двум представленным методикам, дают близкие результаты: остаточный ресурс  $\approx 20$  лет, полный – 50 лет.

Такой результат убедительно подтверждает опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ116, 2ТЭ10М. Они массово и интенсивно эксплуатируются без появления трещин в элементах конструкций уже более 40 лет.

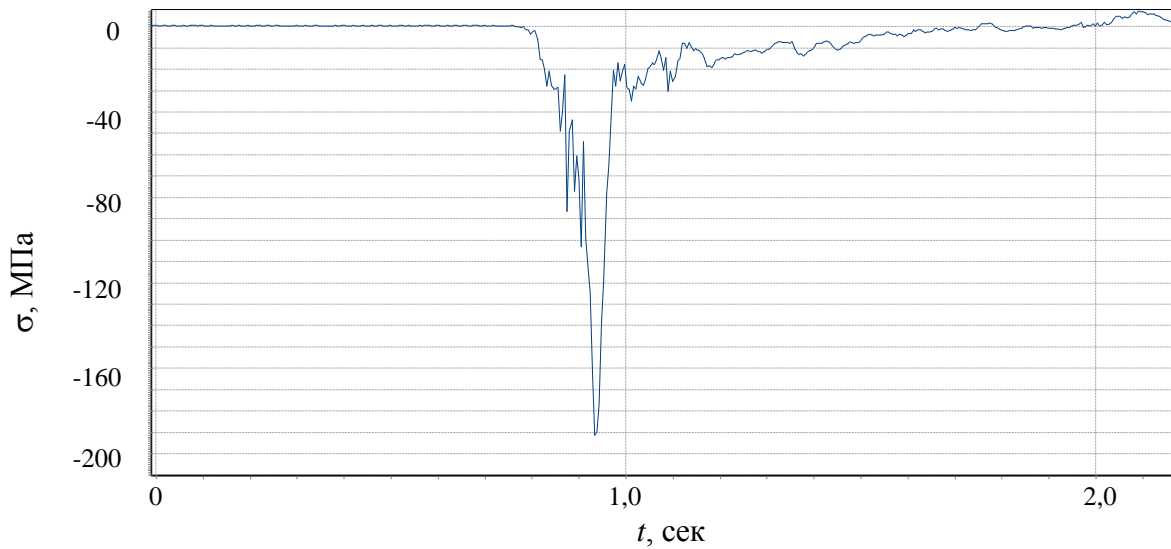
### **5.3 Определение ресурса главной рамы локомотива по деформационным критериям малоциклового усталости**

По результатам, стендовых статических и на соударение испытаний тепловоза 2М62 [44, 115] определены напряжения в элементах главной рамы тепловоза М62 (автосцепное устройство СА-3, с поглощающим аппаратом (ПА) класса Т1 [30]) под действием нормативных продольных сил [35]. Схема расположения тензорезисторов на главной раме и в шкворневом узле тепловоза приведена на рисунке 5.4.

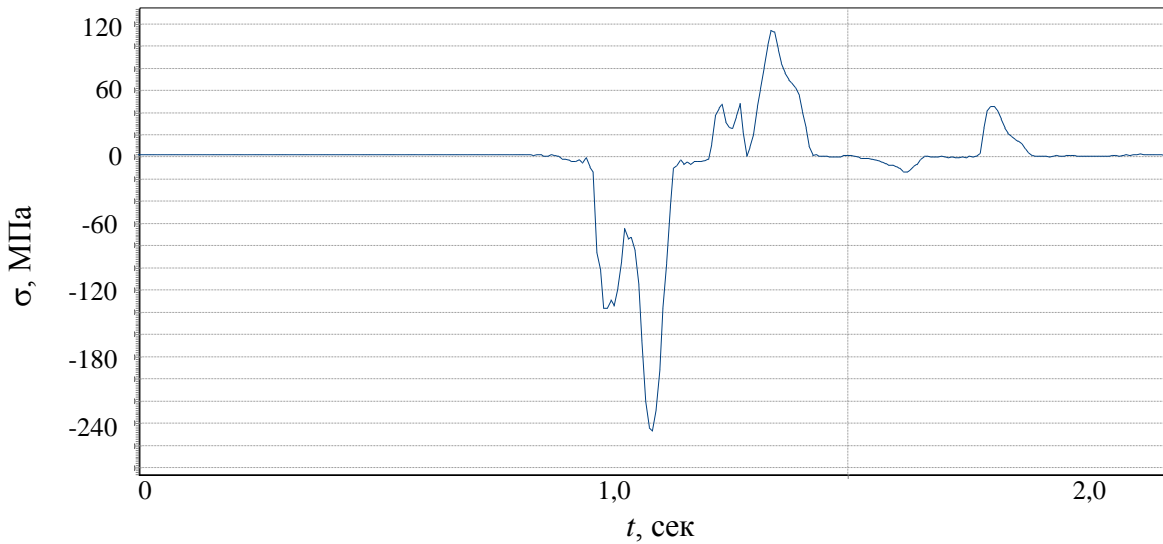
В частности, по результатам испытаний от действия продольных сил растяжения-сжатия и на соударение с нормативными силами, максимальные напряжения в шкворневой балке и узлах концевой части были получены близкими и даже достигали предела текучести материала (рисунки 5.5, 5.6).



**Рисунок 5.4 – Схема расположения тензорезисторов в концевой части и шкворневом узле главной рамы тепловоза 2М62У**



**Рисунок 5.5 – Осциллограмма напряжений в концевой части тепловоза при соударении**



**Рисунок 5.6 – Оциллограмма напряжений в шкворневой балке тепловоза при соударении**

При многократном повторении таких напряжений возможно накопление в этих зонах остаточных деформаций. Расчет ресурса в рассматриваемом случае выполняется с учетом возможности появления и накопления остаточных деформаций в материале детали. Такое нагружение описывается деформационными критериями малоциклового усталости в форме уравнений Мэнсона-Коффина-Ленжера, характеризующих исчерпание пластических свойств, при разрушающем

$N_p$  числе циклов нагружения (формулы 5.2, 5.3) [69]:

$$\Delta \varepsilon_p = C \cdot N_p^{-m_p}, \quad (5.2)$$

$$\Delta \varepsilon = C \cdot N_p^{-m_p} + 2\sigma_{-1\partial}/E, \quad (5.3)$$

а также по критерию усталостного разрушения при  $N \leq 10^6$  и  $\sigma_b \leq 700$  МПа (формула 5.4) [71]:

$$\sigma_a = \frac{E}{4(N_p)^{m_p}} \ln \frac{100}{100-\psi} + \frac{\sigma_{-1}}{1+(1+r)/(1-r)}, \quad (5.4)$$

где  $\Delta \varepsilon_p$  – размах или односторонняя пластическая относительная деформация в цикле нагружения заданной силой;

$m_p$  – показатель диаграммы упрочнения за пределом упругости материала;

$C = -0,5 \ln(1 - \psi)$  – эмпирический параметр материала,  $\psi$  – относительное сужение материала в шейке образца при разрыве;

$\sigma_{-1}, \sigma_{-1\partial}$  – пределы выносливости материала и детали соответственно;

$E$  – модуль упругости материала;

$r$  – коэффициент асимметрии цикла.

При малоцикловом нагружении расчет ресурса выполняется для наиболее нагруженных элементов конструкций, в которых возникают локальные упруго-пластические деформации, циклическое изменение которых способно привести к разрушению малоциклового квазистатического или усталостного типа [35].

По результатам комплекса стендовых испытаний от действия статических продольных сил растяжения-сжатия, на соударения и ходовых динамико-прочностных испытаний главных рам магистральных и маневровых тепловозов (2М62, 2ТЭ116, 2ТЭ10М, ТЭМ2 и др.) установлено, что критическими элементами конструкций [39], лимитирующими ресурс главной рамы, являются ее концевые части, шкворни и шкворневые балки [44, 48, 105]. Учитывая характер нагруженности главной рамы и результаты проведенных испытаний (рисунок 5.4, таблица 5.4) [44, 48, 115], расчет ее долговечности целесообразно выполнять методами, предусматривающими оценку накопления повреждений в материале детали по деформационным критериям малоциклового усталости, основанным на суммировании повреждений в результате циклических упругих и пластических деформаций при сложном нагружении [72, 95, 100, 146, 147].

Для описания накопления повреждений при напряжениях, вызывающих упругие и упругопластические деформации использовано универсальное деформационное уравнение разрушения [93-95, 146, 147]:

$$\Delta\varepsilon = C \cdot N_P^{-m_P} + 2\sigma_{-1d}/E \cdot \left[ 1 - (P_{0,2}/P_{пр})^2 \right] - \mu \cdot (N_M/N_1). \quad (5.5)$$



**Таблица 5.4 – Величины напряжений полученные при испытаниях тепловоза 2М62У соударением силой 2500 кН.**

№№ тензорезисторов	$\sigma_{удар}$ , МПа
<b>Главная рама</b>	
1	-79,0
2	-51,0
3	-162,0
4	-54,5
5	-63,5
6	-79,0
7	-110,0
8	-142,0
9	-191,0
10	-147,5
11	-134,0
12	-177,0
13	-173,0
14	-84,5
15	-88,5
<b>Шкворневой узел</b>	
16	-245,0
17	-73,5
18	-11,0
19	-138,0
20	-142,5
21	-60,0

Элементы этого уравнения (5.5) характеризуют как пластическую (первое слагаемое), так и упругую (второе слагаемое) составляющие циклической деформации.

Коэффициент  $\left[1 - (P_{0,2}/P_{пр})^2\right]$  учитывает снижение предела выносливости материала детали под действием неупругих деформаций, а коэффициент  $\mu$  при  $N_M/N_1$  учитывает долю квазистатических нагрузок в эксплуатационном единичном с числом  $N_1$  (например годовом) блоке;

$\Delta\varepsilon$  – размах пластической деформации в цикле нагружения;

$C$  и  $m_p$  – константы свойств материала;

$P_{0,2}$  – нагрузка, соответствующая пределу текучести материала элемента конструкции;

$P_{пр}$  – предельная разрушающая нагрузка элемента конструкции в упругопластической области;

$N_p$  – разрушающее число циклов нагружения.

Анализ расчетов ресурса по деформационным критериям малоциклового усталости показал также, что оценки по уравнению (5.2) дают заниженные результаты и они плохо согласуются с фактическими данными эксплуатации рассматриваемых тепловозов, по (5.3) – наоборот завышенные. Наилучшим образом отражает накопление повреждений и дает результаты, близко совпадающие с эксплуатационными данными, оценка ресурса по модели вида (5.5).

**Таблица 5.5 – Результаты расчета ресурса главной рамы тепловозов типа 2М62**

Расчетные параметры		
Обозначения	Величины	
	Концевая часть	Шкворневой узел
$\Delta\varepsilon_p$	0,0018	0,0018
$\psi$	0,5	0,5
$C$	0,35	0,35
$m_p$	0,4	0,4
$\sigma_{-1\partial}$ , МПа	40,0	37,0
$E$ , МПа	$2,0 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^5$
$P_{0,2}$ , кН	2500,0	450,0
$P_{пр}$ , Н	3600,0	1200,0
$\tau$ , лет	58,0	55,0

Результаты расчетов, выполненных по формуле (5.5), приведены в таблице 5.5. Из них следует, что при эксплуатации тепловоза в штатных условиях, когда нагрузки в пределах нормативных, а главная рама имеет проектные конструктивные параметры и свойства, ее ресурс, обеспечивающий безопасную эксплуатацию тепловоза, определяется ресурсом шкворневого узла и составляет 55 лет.

## 5.4 Выводы по разделу 5

1 С использованием результатов экспериментальных исследований выполнены расчеты остаточного ресурса бесчелюстной рамы тележки локомотива по допускаемой вероятности разрушения и на основе аналитического решения уравнения кривой усталости, а также проведена оценка ресурса главной рамы локомотива по деформационным критериям малоциклового усталости и квазистатического разрушения.

Определено, что ресурс рамы тележки тепловоза М62 составляет 47-51 год, ресурс главной рамы – 55 лет с момента постройки.

2 Оценка ресурса, выполненная по представленным в разделах 4 и 5 методикам, хорошо согласуется с эксплуатационными данными по наработкам основных типов эксплуатирующихся в настоящее время тепловозов (серий 2М62, 2ТЭ116, 2ТЭ10М и др.) в течение 40 и более лет без повреждений. Следовательно, указанные методики могут применяться для решения задач оценки ресурса и прогнозирования с высокой надежностью технического состояния несущих конструкций экипажной части локомотивов при установлении назначенных сроков службы на этапе проектирования и в процессе эксплуатации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 По результатам проведенного анализа требований и установленных нормативно-техническими документами методик исследований прочности ответственных деталей и составных частей подвижного состава предложены виды, объемы и способы проведения экспериментальных исследований для определения характеристик нагруженности и усталости базовых конструкций локомотивов с целью оценки их ресурса с учетом характера накопления повреждений, деградации свойств материала.

2 С целью уточнения коэффициента запаса сопротивления усталости:

– разработана методика определения эквивалентных напряжений в элементах конструкций на основе модификации стандартизованных моделей накопления повреждений, адекватно отражающая их фактическую нагруженность в эксплуатации;

– на основе вероятностного анализа динамико-прочностных процессов в элементах конструкций предложен способ определения количества повреждающих амплитуд напряжений в опытных реализациях по результатам натурных испытаний объектов.

3 Для расчета ресурса по накопленным экспериментальным и эксплуатационным данным с использованием современных средств сбора, обработки и хранения информации сформированы типовые спектры эксплуатационного нагружения базовых частей основных серий локомотивов.

4 Применяемые в машиностроении методы расчета долговечности деталей адаптированы для оценки ресурса конструкций локомотивов с определением параметров, более полно описывающих и адекватно отражающих повреждающие факторы, их случайный характер, предельные состояния рассматриваемых объектов. В частности, для несущих сварных конструкций локомотивов установлены:

параметры повреждаемости ( $a_p$ ), показатели кривой усталости ( $m_1$  и  $m_2$ ), уровни упругопластических деформаций ( $\Delta\varepsilon_p$ ).

5 Нормативный коэффициент запаса сопротивления усталости 2,0 обеспечивает безотказную работу несущих конструкций магистральных локомотивов в течение назначенных сроков службы (25-35 лет) с вероятностью неразрушения 99,99 % (риск  $10^{-4}$ ). Однако он не в полной мере учитывает случайный характер нагрузок, действие которых способствует накоплению повреждений в материале детали, не оценивает и не дает возможность прогнозировать ее ресурс.

В дополнение к детерминированной оценке предложены методики вероятностного расчета долговечности на основе скорректированной гипотезы линейного суммирования повреждений и на основе аналитического решения уравнения кривой усталости, представленной двумя наклонными ветвями с исследованием напряженно-деформированного состояния конструкций, разработкой конечно-элементных моделей на базе современных программных средств и формированием спектров эксплуатационных нагрузок.

6 Проведен комплекс натурных стендовых статических от действия продольных сил растяжения сжатия и на усталость элементов экипажной части тепловозов и ходовых динамико-прочностных и на соударения испытаний тепловозов. Приведены примеры практического применения результатов выполненных исследований для оценки и прогнозирования технического состояния локомотивов по ресурсу несущих конструкций с целью обеспечения длительной безопасной эксплуатации.

7 На основе анализа статистических характеристик эксплуатационной нагруженности несущих конструкций локомотива показано существенное влияние на запас сопротивления усталости и его исчерпание интенсивности эксплуатации, амплитуд циклических (динамических) напряжений и частоты их изменения.

В частности определено: при увеличении среднесуточного пробега локомотива в 2 раза (с 400 до 800 км/сут.) соответственно сокращается допускаемая

наработка (срок безопасной эксплуатации) со снижением коэффициента запаса сопротивления усталости базовой конструкции почти на 20 % (с 2,0 до 1,67).

8 Оценки ресурса несущих конструкций локомотивов, выполненные по разработанным методикам, хорошо согласуются с эксплуатационными данными по наработкам базовых частей основных типов тепловозов (серий ТЭМ2, 2М62, 2ТЭ116, 2ТЭ10М), эксплуатирующихся без повреждений в течение 40 и более лет. Следовательно, предложенные методики могут применяться для решения задач оценки ресурса и прогнозирования технического состояния несущих конструкций экипажной части локомотивов при установлении назначенных сроков службы новых локомотивов и их продлении при модернизации и после длительной эксплуатации.

9 Рекомендуется использовать выполненные разработки для решения задач увеличения ресурса и межремонтных сроков эксплуатации железнодорожной техники с перспективой дальнейших исследований свойств и деградиационных процессов в материалах для объектов, эксплуатируемых в условиях Сибири и Крайнего Севера.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Аркадов, Г.В. Ресурс и надежность оборудования и трубопроводов АЭС: учебное пособие / Г.В. Аркадов, А.Ф. Гетман, К.Н. Маловик, С.Б. Смирнов. – Севастополь : СНУ ЯЭиП, 2012. – 348 с.
- 2 Бельман, П.А. Остаточный ресурс грузоподъемных кранов / П.А. Бельман, Н.В. Юденко, Е.В. Шефер // Молодой ученый. – 2016. – № 10. – С. 128-131.
- 3 Беляев, А.И. Повышение надежности экипажной части тепловозов / А.И. Беляев, Б.Б. Бунин, С.М. Голубятников / под редакцией Л.К. Добрынина. – Москва : Транспорт, 1984. – 248 с.
- 4 Берман, А.Ф. Деградация механических систем / А.Ф. Берман. – Новосибирск : Наука, 1998. – 320 с.
- 5 Биргер, И.А. Принципы построения норм прочности и надежности в машиностроении / И.А. Бирман // Вестник машиностроения. – 1988. – № 7. – С. 3–5.
- 6 Болотин, В.В. Объединенные модели разрушения и их применение к прогнозированию ресурса / В.В. Болотин // Физико-химическая механика материалов. – 1982. – № 3. – С. 3–11.
- 7 Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин. – Москва : Машиностроение, 1984. – 312 с.
- 8 Болотин, В.В. Ресурс машин и конструкций / В.В. Болотин. – Москва : Машиностроение, 1990. – 448 с.
- 9 Бороненко, Ю.П. Уточнение методики расчета коэффициентов локальной концентрации напряжений в сварных соединениях вагонных конструкций / Ю.П. Бороненко, Л.В. Цыганская, Д.А. Василенко // Транспорт Урала. – 2010. – № 2. – С. 69–72.
- 10 Ботвина, Л.Р. Гигацикловая усталость – новая проблема физики и механики разрушения / Л.Р. Ботвина // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2004. – Т. 70, № 4. – С. 41–51.

11 Ботвина, Л.Р. Остаточная прочность, микротвердость и акустические свойства циклически деформированной малоуглеродистой стали / Л.Р. Ботвина, М.Р. Тютин, Т.Б. Петерсен, В.П. Левин, А.П. Солдатенков, Д.В. Просвирнин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 6. – С. 44–53.

12 Ботвина, Л.Р. Разрушение: кинетика, механизмы, общие закономерности / Л.Р. Ботвина : Отв. ред. И.И. Новиков. – Москва : Наука, 2008. – 334 с.

13 Буйносов, А.П. Математическая модель повышения ресурса бандажей колесных пар электровозов / А.П. Буйносов, Д.Л. Худояров, В.Л. Балдин // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2011. – № 4. – С. 43–48.

14 Буйносов, А.П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава / А.П. Буйносов : монография. – Москва : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 224 с.

15 Бурдуковский, В.Г. Критерии накопления повреждений и разрушения при многоцикловой усталости металлических материалов / В.Г. Бурдуковский, И.С. Каманцев // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009. – Т. 75, № 7. – С. 36–41.

16 Вейбулл, В. Усталостные испытания и анализ их результатов / В. Вейбулл. – Москва : Машиностроение, 1964. – 275 с.

17 Винокуров, В.А. Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности / В.А. Винокуров, С.А. Куркин, Г.А. Николаев / под редакцией Б.Е. Патона. – Москва : Машиностроение, 1996. – 576 с.

18 Волохов, Г.М. Модернизация маневровых тепловозов с продлением срока службы / Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, Г.И. Гаджиметов, А.С. Гасюк, А.В. Папировский // Локомотив. – 2019. – № 4. – С. 32–34.

19 Волохов, Г.М. Научно-техническое обоснование и прогнозирование безопасной эксплуатации по ресурсу несущих конструкций и ответственных деталей железнодорожных машин и оборудования в условиях Крайнего Севера и Арктики / Э.С. Оганьян, М.Н. Овечников, Э.С. Оганьян, А.С. Гасюк [и др.] // Сб. работ лауреатов междунар. конкурса науч., научно-техн. и инновационных разработок,



направленных на развитие и освоение Арктики и континентального шельфа. – Москва : Министерство энергетики Российской Федерации ; ООО «Технологии развития», 2019. – С. 131–133.

20 Волохов, Г.М. Остаточный ресурс несущих конструкций тягового подвижного состава железных дорог: монография / Г.М. Волохов, В.П. Тихомиров. – Орел: ОрелГТУ, 2006. – 158 с.

21 Гаденин, М.М. Закономерности накопления циклических повреждений в несущих элементах оборудования Остаточный ресурс нефтегазового оборудования / М.М. Гаденин : сборник научных трудов Вып. 1. – Уфа: Издательство УГНТУ, 2006. – С. 22–47.

22 Галахарь, А.С. Определение назначенного срока службы эксплуатируемого объекта с учетом показателя безопасной эксплуатации / А.С. Галахарь, С.С. Гаврюшин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 4. – С. 53–57.

23 Гасюк, А.С., Оганьян Э.С. Исследование нагруженности и прогнозирование ресурса базовых частей подвижного состава (тезисы) / А.С. Гасюк, Э.С. Оганьян : Материалы XIV международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты», г. Санкт-Петербург, 9–13 июля 2019 г. – С. 146–148.

24 Гасюк, А.С. Расчетно-экспериментальные методы оценки ресурса базовых частей подвижного состава / А.С. Гасюк, Э.С. Оганьян // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2019. – № 2. – С. 74–80.

25 ГОСТ 23207-78. Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. – Москва : Изд-во стандартов, 1981. – 48 с.

26 ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. – Москва : Стандартиформ, 2005. – 25 с.

27 ГОСТ 25.502-79. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – Москва : Стандартиформ, 2005. – 50 с.

28 ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Москва : Стандартинформ, 2005. – 132 с.

29 ГОСТ 25.507-85. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования. – Москва : Стандартинформ, 2005. – 199 с.

23 ГОСТ 32913-2014. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 10 с.

31 ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 56 с.

32 ГОСТ 33272-2015. Безопасность машин и оборудования. Порядок установления и продления назначенного ресурса, срока службы и срока хранения. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 18 с.

33 ГОСТ 33796-2016. Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 38 с.

34 ГОСТ 34093-2017. Вагоны пассажирские локомотивной тяги. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 42 с.

35 ГОСТ Р 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартинформ, 2013. – 75 с.

36 ГОСТ Р 55514-2013. Локомотивы. Методика динамико-прочностных испытаний. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 16 с.

37 ГОСТ Р 55724-2013. Контроль неразрушающий. Соединения сварные. Методы ультразвуковые. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 28 с.

38 ГОСТ Р 56512-2015. Контроль неразрушающий. Магнитопорошковый метод. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 56 с.

39 ГОСТ Р 57445-2017. Железнодорожные технические средства. Общие требования к методам определения ресурса. – Москва : Стандартинформ, 2017. – 28 с.

40 Григорьев, А.В. Надежность и ресурс технических систем в экстремальных условиях Арктики и Субарктики. Железнодорожный транспорт / А.В. Григорьев.

рьев, В.В. Лепов. – Новосибирск: Издательство Сибирского отделения РАН, 2018. – 112 с.

41 Григорьев, А.В. Оценка ресурса железнодорожной техники, эксплуатируемой в экстремальных условиях Севера / А.В. Григорьев, В.В. Лепов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2015. – Т. 81, № 12. – С. 42–48.

42 Григорьев, А.В. Оценка ресурса элементов железнодорожной техники, эксплуатирующихся в условиях низких климатических температур / А.В. Григорьев, В.В. Лепов, В.Н. Тагров // Наука и образование. – 2014. – № 1. – С. 35–39.

43 Григорьев, А.В. Прогнозирование накопления повреждений и ресурса локомотивных колес в условиях холодного климата / А.В. Григорьев, В.В. Лепов // Известия Самарского научного центра РАН. – 2015. – Т. 17, № 2. – С. 757–760.

44 Динамико-прочностные испытания тепловоза 2М62 (М62) и испытания на усталость рам тележек тепловоза М62 (2М62); 2М62У (3М62У) с наработкой от постройки 25–30 лет. Исследования напряженно-деформированного состояния несущих конструкций по результатам динамико-прочностных стендовых и ходовых испытаний тепловозов М62 и 2М62 : отчет о НИР: И-61-07 / Гасюк А.С., Лунин А.А., Пархонин В.А.; ОАО «ВНИКТИ». – Коломна, 2007. – 87 с.

45 Екобори, Т. Научные основы прочности и разрушения материалов / Т. Екобри. – Киев : Наукова думка, 1978. – 352 с.

46 Иванова, В.С. Природа усталости материалов / В.С. Иванова, Ф.М. Терентьев. – Москва : Металлургия, 1976. – 456 с.

47 Иванова, В.С. Усталость и хрупкость металлических материалов / В.С. Иванова, С.Г. Гуревич, И.М. Копьев [и др.] // АН СССР. Институт металлургии им. А. А. Байкова. – Москва : Наука. – 1968. – 215 с.

48 Исследования возможности повторного использования узлов тепловозов типа 2ТЭ116. Разработка рекомендаций и необходимых технических решений. Оценка возможности повторного использования главных рам кузовов и рам тележек тепловозов типа 2ТЭ116, ТЭ10 : отчет о НИР: И-01-94 / Э.С.Оганьян, Б.Б. Бунин, Е.И. Жук ; ВНИТИ. – Коломна, 1994. – 47 с.

49 Иткис, М.Я. Определение запаса прочности при расчете на выносливость в общем случае нерегулярного нагружения / М.Я. Иткис, М.Г. Тюх // Вестник машиностроения. – 2001. – № 7. – С. 22–24.

50 Ключев, В.В. Надежность машин / В.В. Ключев, А.П. Гусенков, В.В. Болотин [и др.] // Машиностроение : энциклопедия. В 40 т. Раздел IV. Расчет и конструирование машин. – Москва : Машиностроение, 2003. – Т. IV-3. – 592 с.

51 Кобищанов, В.В. Развитие методов анализа прочности и надежности несущих конструкций подвижного состава с использованием методов математического моделирования / В.В. Кобищанов, Д.Я. Антипин, Д.Ю. Расин, М.В. Мануева // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2020. – № 3 (88). – С. 29-37.

52 Коваленко, Т.П. Оценка остаточного ресурса элементов конструкций, имеющих производственные или эксплуатационные дефекты / Т.П. Коваленко, Э.И. Миноранский, С.Н. Перов, Ю.Л. Тарасов // Вопросы прочности и долговечности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КАИ, 1986. – С. 95–102.

53 Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – Москва: Машиностроение, 1993. – 364 с.

54 Коллинз, Дж. Повреждение материалов и конструкций. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз. – Москва : Мир, 1984. – 624 с.

55 Коновалов, Л.В. Инженерные основы надежности и безопасности элементов механических систем / Л.В. Коновалов // Вестник машиностроения. – 1999. – № 11. – С. 3–8.

56 Коновалов, Л.В. Нагруженность, усталость, надежность деталей металлургических машин / Л.В. Коновалов. – Москва: Металлургия, 1981. – 280 с.

57 Коновалов, Л.В. Особенности определения эквивалентной нагрузки при вариациях ресурса многоциклового выносливости / Л.В. Коновалов // Вестник машиностроения. – 1996. – № 9. – С. 3–9.

58 Коновалов, Л.В. Особенности циклической прочности конструкционных сталей в области длительной долговечности / Л.В. Коновалов, И.М. Петрова // Вестник машиностроения. – 1998. – № 9. – С. 3–11.

59 Коновалов, Л.В. Синтез нагруженности механических систем по параметрам рабочего процесса (опыт разработки, инженерного использования и применения в краностроении) / Л.В. Коновалов // Вестник машиностроения. – 1995. – № 9. – С. 9–17.

60 Коссов, В.С. Компьютерные технологии помогают совершенствовать подвижной состав / В.С. Коссов, Э.С. Оганьян, Н.Ф. Красюков, А.Л. Протопопов // Локомотив. – 2014. – № 9. – С. 34–35.

61 Коссов, В.С. Методические аспекты исчерпания ресурса несущих конструкций локомотивов / В.С. Коссов, Э.С. Оганьян, Г.М. Волохов, А.С. Гасюк, Е.М. Беневоленская // Тяжелое машиностроение. – 2016. – № 10. – С. 29–31.

62 Коссов, В.С. Нормативная база анализа прочности и ресурса объектов железнодорожного транспорта / В.С. Коссов, Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, М.Н. Овечников // Вестник ИПЕМ. Техника железных дорог. – 2018. – № 4. – С. 60–67.

63 Костенко, Н.А. Прогнозирование надежности и остаточного ресурса деталей с большим сроком службы / Н.А. Костенко, П.В. Костенко, Т.И. Левкович, Е.В. Буланова // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1997. – Т. 63, № 6. – С. 59–64.

64 Кочергин, В.В. Опыт обеспечения прочности несущих конструкций локомотивов и моторвагонного подвижного состава / В.В. Кочергин, А.А. Буханцев, И.Г. Панкратова, О.А. Русанов // Вестник ВНИИЖТ. – 2019. – № 2. – С. 67–73.

65 Левин, Д.М. Гигацикловая усталость / Д.М. Левин, И.Ф. Широкий, Л.В. Муравлева // Известия ТулГУ. Серия Физика. – 2006. – № 6. – С. 192–201.

66 Лисенков, В.М. Статистическая теория безопасности движения поездов / В.М. Лисенков : учебник для вузов. – Москва : ВИНТИ РАН, 1999. – 332 с.

67 Малов, Е.А. Методические указания по определению остаточного ресурса потенциально опасных объектов, подконтрольных Госгортехнадзору России / Е.А. Малов, Н.Н. Карнаух, В.С. Котельников [и др] // Безопасность труда в промышленности. – 1996. – № 3. – С. 45–47.

68 Махутов, Н.А. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Тематический блок «Безопасность железнодорож-

ного транспорта». Раздел II. Техногенная безопасность подвижного состава железнодорожного транспорта: коллективная монография / Амбросимов Н.В., Акимов В.А., Алешин А.В. [и др.]; научный руководитель чл.-корр. РАН Н.А. Махутов. – Москва : МГОФ «Знание», 2021. – 484 с.

69 Махутов, Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность / Н.А. Махутов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 272 с.

70 Махутов, Н.А. Комплексные исследования процессов разрушения материалов и конструкций / Н.А. Махутов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2018. – Т. 84, № 11. – С. 52–69.

71 Махутов, Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В 2 ч. Ч. 2: Обоснование ресурса и безопасности / Н.А. Махутов. – Новосибирск : Наука, 2005. – 610 с.

72 Махутов, Н.А., Методы определения ресурса и циклической прочности конструкций экипажной части локомотивов / Н.А. Махутов, В.А. Гапанович, В.С. Коссов [и др.] // Транспорт: наука, техника, управление / ВИНТИ РАН. – 2006. – № 10. – С. 3–12.

73 Махутов, Н.А. Методы определения ресурса конструкции локомотивов / Н.А. Махутов, В.С. Коссов, Э.С. Оганьян, Г.М. Волохов, А.С. Гасюк, Н.Ф. Красюков, А.Л. Протопопов // Труды международной конференции «Живучесть и конструкционное материаловедение», Москва, 26–28 октября 2016 г. – С. 76–81.

74 Махутов, Н.А. Методы определения ресурса нерезервируемых несущих элементов подвижного состава и пути / Н.А. Махутов, Д.О. Резников, В.С. Коссов [и др.] // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». – 2017. – № 3. – С. 19–39.

75 Махутов, Н.А. Обеспечение качества, надежности и безопасности машин на стадии проектирования / Н.А. Махутов, М.М. Гаденин // Труды 6-й международной научно-технической конференции «Проблемы качества машин и их конкурентоспособности» Брянск, 15–17 мая 2008 г. – С. 4–13.

76 Махутов, Н.А. Обобщенные закономерности повреждаемости и сплошности при оценках долговечности в условиях переменности режимов нагружения // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2019. – Т. 85, № 9. – С. 61–65.

77 Махутов, Н.А. Обоснование расчетных характеристик сопротивления усталости и ресурса элементов железнодорожного подвижного состава / Н.А. Махутов, В.С. Коссов, Э.С. Оганьян [и др.] // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009. – Т. 75, № 8. – С. 44–52.

78 Махутов, Н.А. Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения / Н.А. Махутов. – Москва: Ленанд, 2018. – 720 с.

79 Махутов, Н.А. Прочность, ресурс, живучесть и безопасность машин / Н.А. Махутов. – Москва : Либроком, 2018. – 576 с.

80 Махутов, Н.А. Прочность и безопасность: фундаментальные и прикладные исследования / Н.А. Махутов. – Новосибирск : Наука, 2008. – 528 с.

81 Махутов, Н.А. Разработка критериальной базы для оценки прочности, ресурса, живучести, хладостойкости и безопасности транспортных конструкций // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». – 2013. – № 3. – С. 20–31.

82 Мейснер, Б.А. Надежность несущих конструкций экипажа подвижного состава / Б.А. Мейснер // Вестник ВНИИЖТ. – 1979. – № 7. – С. 19–23.

83 Митенков, Ф.М. Определение и обоснование остаточного ресурса машиностроительных конструкций при долговременной эксплуатации / Ф.М. Митенков, Ю.Г. Коротких, Г.Ф. Городов [и др.] // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1995. – № 1. – С. 5–13.

84 Москвичев, В.В. Оценка и оптимизация долговечности и надежности при ресурсном проектировании сварных конструкций / В.В. Москвичев, С.В. Доронин. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1996. – Т. 62, № 3. – С. 39–42.

85 Муханов, К.К. Метод оценки несущей способности сварных стальных конструкций при малоцикловом нагружении / К.К. Муханов, В.В. Ларионов, Х.М.

Хамунов. – Расчеты на прочность. Вып. 17. – Москва : Машиностроение, 1976, С. 259–284.

86 Мэнсон, С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость / С. Мэнсон. Перевод с английского изд. – Москва : Машиностроение, 1974, 344 с.

87 Нестеренко, Г.И. Основы ресурсного проектирования машин // Машиностроение: энциклопедия. В 40 т. Раздел IV. Расчет и конструирование машин. – Москва : Машиностроение, 2003. – Т. IV-3. Надежность машин. Глава 4.2. – С. 408–439.

88 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 (несамоходных). – Москва : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

89 Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86). – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.

90 О безопасности железнодорожного подвижного состава: технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 001/2011. – 53 с.

91 О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта: технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 002/2011. – 57 с.

92 Оганьян, Э.С. Безопасная эксплуатация локомотивов по ресурсу их базовых частей / Э.С. Оганьян, Г.М. Волохов, А.С. Гасюк, Д.М. Фазлиахметов, Е.В. Муравлев // Безопасность труда в промышленности. – 2017. – № 6. – С. 54–58.

93 Оганьян, Э.С. Деформационные критерии накопления повреждений при много- и малоцикловом нагружении / Э.С. Оганьян // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 7. – С. 12–14.

94 Оганьян, Э.С. Критерии несущей способности конструкций локомотивов в экстремальных условиях нагружения: специальность: 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Эдуард Сергеевич Оганьян; Федеральное государственное унитарное предприятие Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава. – Москва : МИИТ, 2004. – 389 с.



95 Оганьян, Э.С. Моделирование нагруженности и ресурса корпуса автоцепки численно-аналитическими методами / Э.С. Оганьян, В.С. Коссов, М.Н. Овечников, Г.М. Волохов, А.С. Гасюк // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2020. – № 5. – С. 52–56.

96 Оганьян, Э.С. Обеспечение безопасной эксплуатации подвижного состава на основе стратегии управления ресурсом на этапах жизненного цикла / Э.С. Оганьян, В.С. Коссов, Г.М. Волохов, М.Н. Овечников, А.С. Гасюк // Железнодорожный транспорт. – 2018. – № 12. – С. 36–40.

97 Оганьян, Э.С. Повышение равномерности нагружения опор и колес тележек как средство уменьшения внутренних усилий в узлах экипажа и улучшения тяговых качеств тепловозов: специальность 05.05.01 «Локомотивы (электровозы, тепловозы, газотурбовозы) и вагоны»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Оганьян Эдуард Сергеевич. – Москва : МИИТ . – 176 с.

98 Оганьян, Э.С. Прогнозирование ресурса несущих конструкций локомотивов по условиям эксплуатации / Э.С. Оганьян, Г.М. Волохов, А.С. Гасюк // Известия Транссиба. – 2019. – № 2. – С. 47–54.

99 Оганьян, Э.С. Расчетно-экспериментальная оценка ресурса базовых частей локомотивов для обеспечения их безопасной эксплуатации / Э.С. Оганьян, Г.М. Волохов, А.С. Гасюк, Д.М. Фазлиахметов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 2. – С. 39–43.

100 Оганьян, Э.С. Расчеты и испытания на прочность несущих конструкций локомотивов: учебное пособие / Э.С. Оганьян, Г.М. Волохов – Москва : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2013. – 326 с.

101 Одесский, П.Д. О деградации свойств сталей для металлических конструкций / П.Д. Одесский // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2003. – Т. 69, № 10. – С. 41–49.

102 Орлова, А.М. Физический смысл и способы установления назначенного срока службы (назначенного ресурса) и предельных состояний для составных ча-

стей грузовых вагонов / А.М. Орлова, С.С. Гаврилов, Е.Ю. Семенов // Вестник ИПЕМ. Техника железных дорог. – 2020. – № 3. – С. 48 – 55.

103 Оценка прочности рам тележек тепловозов по результатам стендовых и ходовых испытаний, выполненных в статистическом аспекте, с учетом опыта эксплуатации: отчет о НИР: И-106-83 / Перфилов В.Г., Бунин Б.Б., Жук Е.И.; ВНИТИ. – Коломна, 1983. – 135 с.

104 Патент № 2698605 Российская Федерация, МПК G01M 17/08 (2006.01), B61J 3/02 (2006.01). Способы проведения испытаний вагонов и испытательный комплекс для их осуществления: № 2017133757: заявл. 28.09.2017: опубликовано 28.08.2019 / Бороненко Ю.П., Смирнов А.Н., Коровкевич В.Б., Даукша А.С., Зверев М.В.; заявитель АО «НВЦ «Вагоны». – 12 с.: ил.

105 Патент № 2740127 Российская Федерация, МПК C021D 7/04 (2006.01), B24B 39/00 (2006.01). Способ упрочнения накатыванием радиусной поверхности шкворня локомотива и устройство для его осуществления: № 2020121002: заявл. 18.06.2020: опубликовано 11.01.2021 / Чунин С.В., Фазлиахметов Д.М., Муравлев Е.В., Оганьян Э.С., Гасюк А.С., Щербаков В.В., Лобачев О.А., Скляр А.В., Павленко М.М.; заявитель АО «ВНИКТИ». – 4 с.: ил.

106 Перфилов, В.Г. Определение скоростных режимов для оценки прочности экипажной части грузового тепловоза / В.Г. Перфилов, В.С. Кудинов // Труды ВНИТИ. – № 58. – Коломна, 1983. – С. 96–99.

107 Петрова, И.М. Оценка пределов выносливости конструкционных сталей в области долговечности  $N \gg 10$  млн циклов / И.М. Петрова, И.В. Гадолина // Вестник машиностроения. – 2006. – № 9. – С. 34–40.

108 Петрова, И.М. Оценка циклической прочности конструкционных сталей в области длительной долговечности / И.М. Петрова, И.В. Гадолина // Вестник машиностроения. – 2005. – № 10. – С. 23–27.

109 Прочностные испытания несущих конструкций тепловозов с целью определения их сроков службы и технические решения по продлению срока службы до 40 лет главной рамы и рамы тележки тепловозов ТЭ10, ТЭМ2 и ЧМЭЗ. Анализ нагруженности и ресурса, технические решения и документация для уси-

ления главных рам и рам тележек тепловозов ТЭ10, ТЭМ2, ЧМЭЗ с целью продления их срока службы до 40 лет: отчет о НИР: И-26-01 / Оганьян Э.С., Пархонин В.А., Шевченко В.Г., Ситников А.Е.; ГУП «ВНИКТИ» МПС России. – Коломна, 2001. – 62 с.

110 Райхер, В.Л. Исчерпание ресурса в процессе эксплуатации. Остаточный ресурс объектов повышенной ответственности // Машиностроение: энциклопедия. В 40 т. Раздел IV. Расчет и конструирование машин. – Москва : Машиностроение, 2003. – Т. IV-3. Надежность машин. Глава 4.2. – С. 440–453.

111 Расчетно-экспериментальная оценка ресурса тепловозов серии М62 всех индексов и модификаций (2М62 в/и, 3М62 в/и, ДМ62) на тележках челюстного и бесчелюстного типов с рекомендациями по установлению нового назначенного срока службы: отчет о НИР: И-12-21 / Г.М. Волохов, А.С. Гасюк, Э.С. Оганьян; АО «ВНИКТИ». – Коломна, 2021. – 49 с.

112 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов: РД 32.68-96. – Москва : ВНИИЖТ, 1997. – 20 с.

113 Расчеты эксплуатационных нагрузок и ресурса экипажной части. Методические рекомендации по выполнению испытаний и расчетов экипажных частей на долговечность и ресурс: отчет о НИР: И-40-11 / Э.С. Оганьян, Н.Ф. Красюков, А.С. Гасюк; АО «ВНИКТИ». – Коломна, 2011. – 163 с.

114 Результаты испытаний на прочность экипажной части тепловоза 2ТЭ25К: отчет о НИР: И-10-07 / Э.С. Оганьян, В.А. Пархонин, Ю.Ф. Ковалева; ФГУП «ВНИКТИ». – Коломна, 2007. – 41 с.

115 Результаты испытаний на соударение тепловоза 2М62У № 0015: протокол: 15-07-21 / АО «ВНИКТИ». – Коломна, 2021. – 11 с.

116 Рябов, А.А. Обзор существующих методов оценки остаточного ресурса оборудования нефтегазопереработки / А.А. Рябов // Нефтегазовое дело. – 2016. – № 1. – С. 198-220.

117 Савоськин, А.Н. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог / А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1990. – 287 с.

118 Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность: руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович – Москва : Машиностроение, 1975. – 448 с.

119 Сертификационные испытания магистрального тепловоза 2ТЭ25К с электрической передачей переменного тока с поосным регулированием силы тяги. Результаты ходовых динамических испытаний магистрального грузового тепловоза 2ТЭ25К № 0001 «Пересвет»: отчет о НИР: И-07-07 / В.В. Березин, А.А. Лунин, В.А. Быков, Д.В. Переверзев, И.Е. Ильин; ФГУП «ВНИКТИ» МПС России. – Коломна, 2007. – 41 с.

120 Сосновский, Л.А. Предельные состояния силовых систем и процессы их повреждения. Сообщение 1. Энергетические критерии разрушения / Л.А. Сосновский, Н.А. Махутов // Проблемы прочности. – 1993. – № 1. – С. 11–23.

121 Сосновский, Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения / Л.А. Сосновский. – Минск: Наука и техника, 1987. – 288 с.

122 Статические прочностные испытания главной рамы тепловоза ТЭМ2: отчет о НИР: И-34-81 / В.Г. Перфилов, В.И. Любичев; ВНИТИ. – Коломна, 1981. – 47 с.

123 Стендовые испытания на усталость и экспериментально-расчетные исследования прочности и ресурса рамных конструкций: отчет о НИР: И-10-16 / Г.М. Волохов, Э.С. Оганьян, А.С. Гасюк; ОАО «ВНИКТИ». – Коломна, 2016. – 52 с.

124 Степнов, М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний / М.Н. Степнов. – Москва : Машиностроение, 1985. – 232 с.

125 Стратегия научно-технического развития холдинга «Российские железные дороги» на период до 2020 года и на перспективу до 2025 года («Белая книга»). – URL: [http://www.rzd-expo.ru/innovation/sait\\_WB.pdf](http://www.rzd-expo.ru/innovation/sait_WB.pdf) (дата обращения 17.04.2018).

126 Тепловоз ТЭМ2. Модернизация с продлением срока службы. Расчет на прочность главной рамы / АО «ВНИКТИ». – Коломна, 2016. – 38 с.

127 Терентьев, В.Ф. К вопросу построения полной кривой усталости. Сообщение 1, 2 / В.Ф. Терентьев, М.К. Бицы // Проблемы прочности. – 1972. – № 6. – С. 12–22.

128 Терентьев, В.Ф. К вопросу построения полной кривой усталости. Сообщение 3 / В.Ф. Терентьев, М.К. Бицы // Проблемы прочности. – 1973. – № 2. – С. 27–31.

129 Терентьев, В.Ф. Усталостная прочность металлов и сплавов / В.Ф. Терентьев. – Москва : Интермет Инжиниринг, 2002. – 288 с.

130 Трощенко, В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Трощенко. – Киев: Наукова думка, 1981. – 334 с.

131 Трощенко, В.Т. Методы исследования сопротивления металлов деформированию и разрушению при циклическом нагружении / В.Т. Трощенко, Б.А. Грязнов, В.А. Стрижало. – Киев : Наукова думка. – 1974. – 254 с.

132 Устич, П.А. Алгоритм реализации системного подхода к управлению процессом безопасной эксплуатации вагонов / П.А. Устич, А.А. Иванов // Транспорт: Наука, техника, управление. – 2007. – № 4. – С. 20–24.

133 Устич, П.А. Надежность рельсового нетягового подвижного состава: учебник для вузов железнодорожного транспорта / П.А. Устич, В.А. Карпычев, М.Н. Овечников. – Москва : Маршрут, 2003. – 416 с.

134 Фролов, К.В. Проблемы надежности и ресурса изделий в машиностроении / К.В. Фролов // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении. – Москва : Наука, 1986. – С. 5–35.

135 Фуфрянский, Н.А. Усталостная прочность сварных конструкций подвижного состава из сталей ВСтЗсп и 18Гпс / Н.А. Фуфрянский, М.М. Крайчик, Б.А. Мейснер [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 3. – С. 36–40.

136 Хейвуд, Р.Б. Проектирование с учетом усталости / Р.Б. Хейвуд. – Москва : Машиностроение, 1969. – 504 с.

137 Цкипуришвили, В.Б. Анализ разрушений узлов и деталей подвижного состава железных дорог и их ремонт: монография / В.Б. Цкипуришвили. – Москва : МИИТ, 2015. – 306 с.

138 Черкашин, Ю.М. Разработка методики оценки ресурса несущих конструкций кузовов вагонов, прошедших капитально-восстановительный ремонт. / Ю.М. Черкашин, С.Д. Коршунов, Д.Я. Антипин // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2011. – № 1. – С. 19-22.

139 Черняев, А.И. Оценка надежности и долговечности металлоконструкций / А.И. Черняев, В.А. Трефилов // Молодой ученый. – 2013. – № 10. – С. 225-228.

140 Шор, Я.Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надежности / Я.Б. Шор. – Москва : Советское радио, 1962. – 553 с.

141 Экспериментальные исследования нагруженности узлов и несущих деталей магистральных тепловозов в эксплуатации, в том числе с учетом перегрузочных факторов: отчет о НИР: И-99-84 / В.Г. Перфилов, Б.Б. Бунин, Э.Н. Никольская, Э.С. Оганьян; ВНИТИ. – Коломна, 1984. – 91 с.

142 Dawling, N.E. Fatigue life prediction for complex load versus time histories // Journal of Engineering Materials and Technology. – 1983. – Vol. 105, № 3. – P. 206–214.

143 Manson, S.S. Fatigue: A Complex Subject – Some Simple Approximations. // Experimental Mechanics. – 1965. – P. 193–226.

144 Miner, M.A. Cumulative Damage in Fatigue. // Journal of Applied Mechanics. – 1945. – № 12. – P. 159-164.

145 Oganyan, E.S. The Metal Fatigue Failure Model under a Low- and High-Cycle Loading and Using the Temperature Effect / E.S. Oganyan, G.M. Volokhov, A.S. Gasyuk // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2020. – Iss. 459. – № 2 – 6 p.

146 Oganyan, E.S. Loading simulation and lifetime evaluation of automatic coupler in extreme environment / E.S. Oganyan, V.S. Kossov, M.N. Ovechnikov, G.M. Vo-

lokhov, V.A. Bykov, A.V. Spirov, A.S. Gasyuk // *Procedia Structural Integrity*. 2019. Vol. 20. P. 42–47.

147 Oganyan, E.S. The Modeling Burden and Resource of an Automatic Coupler Body by Techniques of Numerical Analysis / E.S. Oganyan, V.S. Kossov, M.N. Ovechnikov, G.M. Volokhov, A.S. Gasyuk // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020. Vol. 49. № 5. P. 408-411.

148 Peterson, R.E. *Stress Concentration Design Factors*. – New York: John Wiley Inc.; London: Chapman & Hall, 1954. – 155 p.

149 Tavernelli, J.F. *A Compilation and Interpretation of Cyclic Strain Fatigue Tests in Metals* // *Trans in American Society of Metals*. – 1959. – Vol. 51. – P. 438–453.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Методика стендовых испытаний на усталость рамы тележки, ходовых динамико-прочностных и на соударение испытаний локомотива и способы обработки результатов испытаний

#### *1 Стендовые испытания рамы тележки на усталость*

Стендовые испытания рамы тележки локомотива на сопротивление усталости проводят в следующем порядке:

– объект испытаний (рама тележки, боковина рамы) устанавливают на специализированный стенд (в том числе резонансного типа с механическим или гидравлическим силовозбуждением), с использованием технологической оснастки;

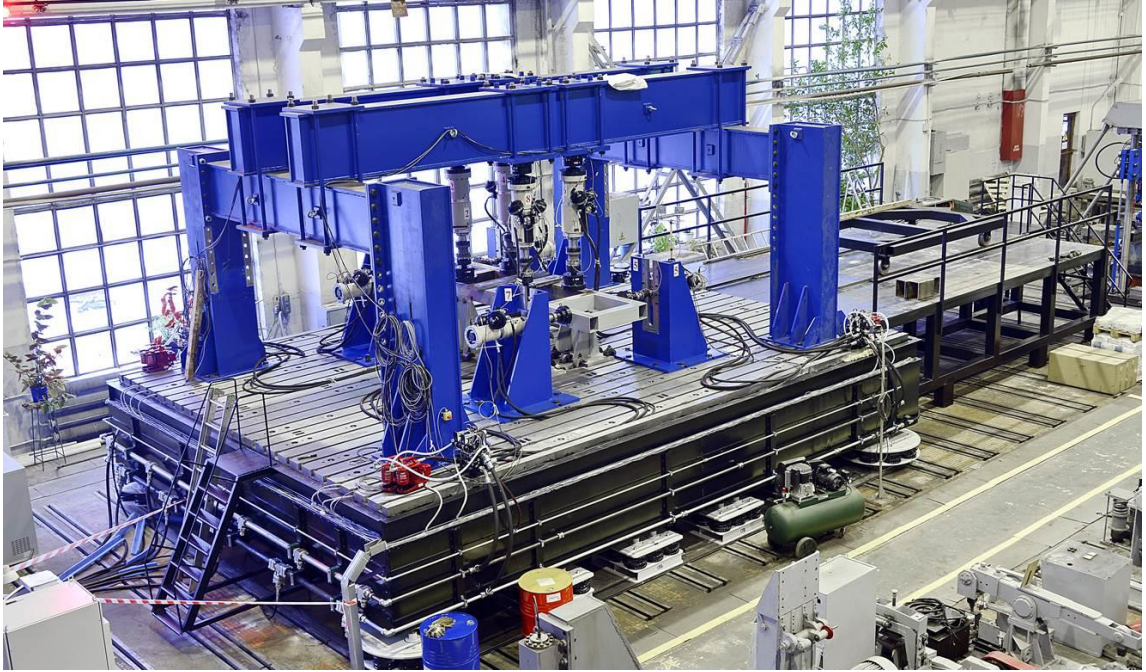
– виды нагружения и величины испытательных нагрузок прикладывают с учетом величин, действующих в эксплуатации и предусмотренных нормативными документами [35];

– объект испытывают под действием статических и циклических нагрузок при асимметричном цикле нагружения до разрушения или достижения базового числа циклов нагружения  $N_0=10^7$ ;

– боковины рамы тележки испытывают на нескольких уровнях амплитуд цикла при асимметричном цикле нагружения до разрушения или достижения базового числа циклов нагружения  $N_0 = 10^7$ .

Общие виды стендов при испытаниях объектов на усталость приведены на рисунках А.1-А.3.





**Рисунок А1 – Испытания рамы тележки на стенде для ресурсных прочностных испытаний крупногабаритных рамных конструкций**



**Рисунок А.2 – испытания на усталость боковой рамы тележки тепловоза на стенде резонансного типа**



**Рисунок А.3 – Испытания боковой балки рамы тележки на стенде для испытаний на прочность конструкций и элементов машин**

Схема нагружения (на примере рамы тележки и боковины рамы тележки тепловоза ТЭМ2) приведена на рисунках А.4, А.5. При этом величины испытательных нагрузок ( $P_{\text{исп}}$ ) при циклическом нагружении рамы составляют:

$$P_{\text{исп}} = P_{\text{экспл}}^{\text{верт}} + P_{\text{экспл}}^{\text{бок}}, \quad (\text{А.1})$$

$$P_{\text{экспл}}^{\text{верт}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} + P_{\text{а}}^{\text{верт}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} (1 + k_{\text{д}}^{\text{в}}), \quad (\text{А.2})$$

где  $k_{\text{д}}^{\text{в}}$  – коэффициент вертикальной динамики;

$P_{\text{экспл}}^{\text{верт}}$ ,  $P_{\text{экспл}}^{\text{бок}}$  – вертикальная и боковая, соответственно, эксплуатационные нагрузки на раму;

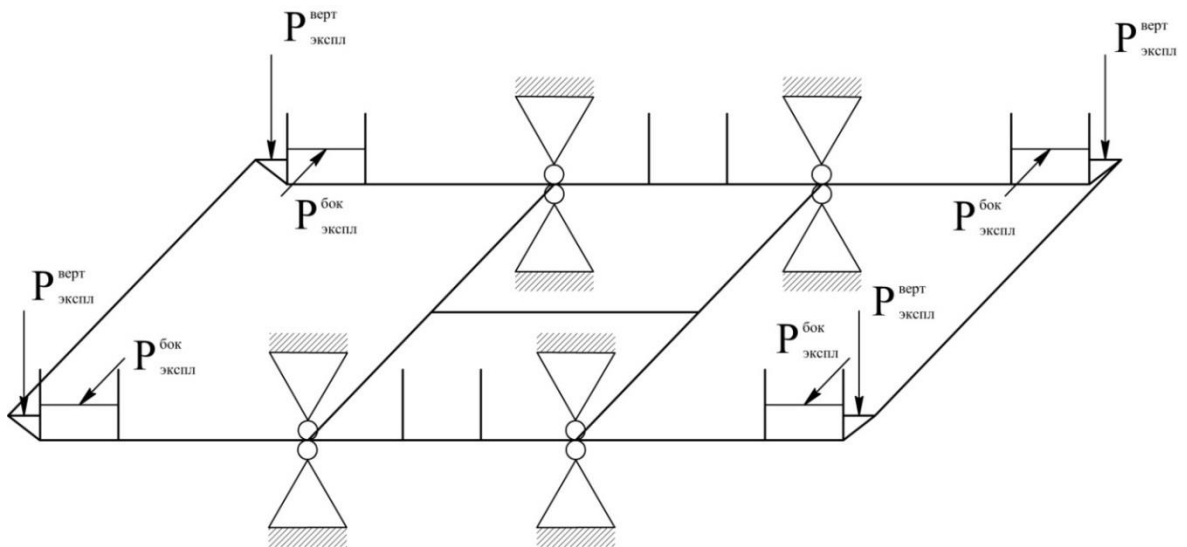
$P_{\text{ст}}^{\text{верт}}$  – статическая вертикальная нагрузка на раму;

$P_{\text{а}}^{\text{верт}}$  – амплитуда (циклическая составляющая) вертикальной нагрузки;

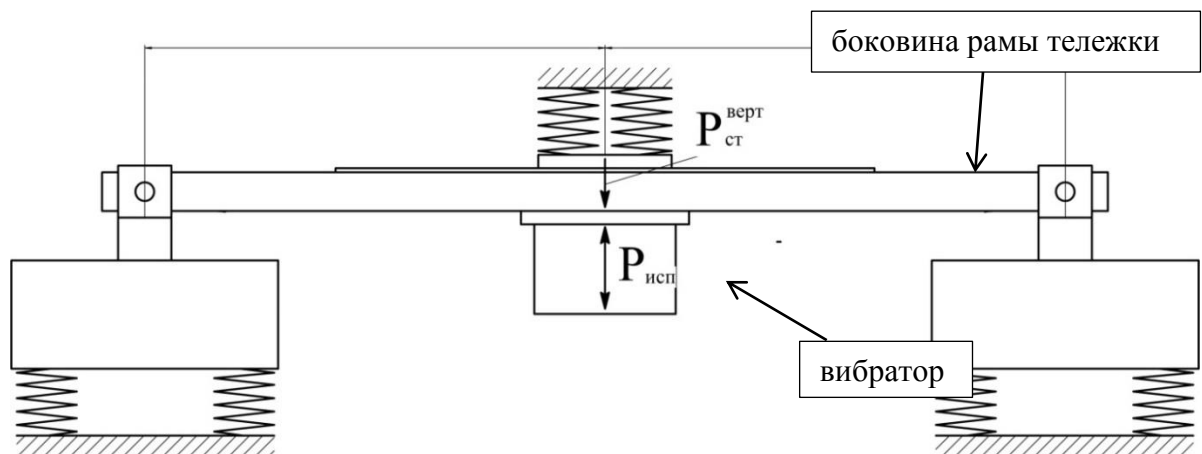
$$P_{\text{экспл}}^{\text{бок}} = P_{\text{ст}}^{\text{бок}} + P_{\text{а}}^{\text{бок}} = P_{\text{ст}}^{\text{бок}} (1 + k_{\text{д}}^{\text{гор}}), \quad (\text{А.3})$$

где  $k_{\text{д}}^{\text{гор}}$  – коэффициент горизонтальной динамики;

$P_{\text{ст}}^{\text{бок}}$ ,  $P_{\text{а}}^{\text{бок}}$  – статическая и циклическая, соответственно, боковые нагрузки на раму.



**Рисунок А.4 - Схемы нагружения при статических и циклических испытаниях рамы тележки**



**Рисунок А.5 - Циклические испытания боковины рамы в асимметричном режиме нагружения**

Величины испытательных нагрузок при циклическом нагружении боковины для построения кривой усталости и определения предела выносливости выбирают в соответствии с выражением:

$$P_{\text{исп}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} (1 + k_{\text{д}}^{\text{в}}), \quad (\text{А.4})$$

при  $k_{\text{д}}^{\text{в}}$  равном от 0,2 до 1,0.

Задание режима нагружения и его постоянный контроль осуществляют соответственно:

а) для рамы тележки – по показаниям силоизмерительного устройства стенда;



б) для боковин рамы тележки – по показаниям тензорезисторов.

В процессе испытаний:

- проводят тензометрирование объектов испытаний;
- определяют число циклов нагружения соответствующее либо образованию усталостных трещин, либо достижению базы испытаний.

Трещины обнаруживают визуально, либо используют для этого методы неразрушающего контроля (капиллярные, магнитные).

Обработку результатов стендовых испытаний на усталость производят с использованием методов математической статистики [25].

После испытаний рамы тележки (боковины) изучают зону ее разрушения: фиксируют наличие дефектов изготовления, фотографируют и описывают зоны и очаги зарождения усталостной трещины.

Данные испытаний на усталость представляют в виде таблицы А.1.

**Таблица А.1 – Данные испытаний на усталость рамы тележки**

№ рамы	Нагрузка цикла, кН		Числа циклов		Место и характер разрушения
	$P_m$	$P_{ai}$	$N_i^{TP}$	$N_i$	
1	2	3	4	5	6

Здесь,  $N_i^{TP}$  – число циклов до появления трещины, определяемой визуально (длиной 10 – 15 мм);

$N_i$  – число циклов до потери несущей способности (разрушения).

По данным испытаний вычисляют основные характеристики показателей сопротивления усталости:

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

$$(\lg P_a)_{cp} = \frac{\sum_i^n \lg P_{ai}}{n}, \quad (A.5)$$

$$(\lg N_i)_{cp} = \frac{\sum_i^n \lg N_i}{n}, \quad (A.6)$$

где  $n$  – число испытанных образцов (объем выборки);

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

$$S_{lg P_a} = \sqrt{\frac{\sum_i^n [lg P_{ai} - (lg P_a)_{cp}]^2}{n-1}}, \quad (A.7)$$

$$S_{lg N} = \sqrt{\frac{\sum_i^n [lg N_i - (lg N)_{cp}]^2}{n-1}}, \quad (A.8)$$

– коэффициент линейной корреляции экспериментальных данных:

$$\rho = \frac{\sum_i^n [lg P_{ai} - (lg P_a)_{cp}] \cdot [lg N_i - (lg N)_{cp}]}{(n-1) \cdot S_{lg P_a} \cdot S_{lg N}}, \quad (A.9)$$

– показатель степени  $m$  уравнения кривой усталости вида  $P_{ai}^m \cdot N_i = const$ :

$$m = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{S_{lg N}}{S_{lg P_a}}. \quad (A.10)$$

По полученным статистическим характеристикам записывают уравнение линии регрессии пределов выносливости детали в координатах  $lg P_a$ ,  $lg N$ , отражающее средневероятное положение кривой усталости для испытанных деталей:

$$lg P_{aN} = (lg P_a)_{cp} + \frac{1}{m} [lg N_i - (lg N)_{cp}]. \quad (A.11)$$

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

$$(lg P_a)_{0,5} = (lg P_a)_{cp} + \frac{1}{m} [7 - (lg N_i)_{cp}]. \quad (A.12)$$

Логарифм минимального возможного значения предела выносливости в амплитудах при других значениях односторонней вероятности  $\alpha$  определяется по формуле:

$$(lg P_a)_\alpha = (lg P_a)_{0,5} + Z_\alpha [S_{lg P_a}^* + S_o + S_S], \quad (A.13)$$

где  $Z_\alpha$  – квантиль нормального распределения для доверительной вероятности  $\alpha$ . При принятой вероятности  $\alpha = 0,05$ ,  $Z_\alpha = -1,645$  (вероятность неразрушения детали равна 0,95);

$S_{lg P_a}^* = S_{lg P_a} \cdot \sqrt{1 - \rho^2}$  – мера индивидуального рассеивания частных пределов ограниченной выносливости относительно линии регрессии;

$S_o = \frac{S_{lgPa}^*}{\sqrt{n}}$  – основная ошибка среднего выборочного значения предела выносливости;

$S_s = \frac{S_{lgPa}^*}{\sqrt{2(n-1)}}$  – основная ошибка меры индивидуального рассеивания предела выносливости.

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

**Таблица А.2 – Значения коэффициента корреляции**

Число степеней свободы, $n$	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

Если полученные значения коэффициента корреляции меньше критического  $\rho < [\rho]$ , то следует испытать дополнительно 2 - 3 образца детали.

Результаты измерений, полученные при испытаниях, оформляют в виде таблиц и текстового описания. Для анализа полученных данных их сводят в таблицы с указанием величины нагрузки или режима испытаний, числа циклов нагружения, параметров кривой усталости, показателей сопротивления усталости.

### ***2 Ходовые динамико-прочностные испытания локомотива***

Ходовые испытания локомотива проводят на участках железнодорожного пути с балльностью не хуже, чем «удовлетворительно» фиксированных (ограниченных реперными отметками) прямых участках пути, кривых радиусов от 300 до

400 м и от 600 до 800 м и стрелочных переводах на боковой путь. Движение испытываемого локомотива осуществляется по фиксированным участкам «челноком», т.е. в прямом и обратном направлениях. Длина фиксированного прямого участка пути должна быть не менее одного километра. Максимальная скорость движения объекта при испытаниях на прямых участках пути не должна превышать конструкционную более чем на 10 %. Максимальную скорость при испытаниях в кривых и стрелочных переводах на боковой путь устанавливают из условия обращения локомотива. При ходовых испытаниях движение испытываемого объекта может осуществляться как самоходом (резервом или в сплотке), так и в холодном состоянии с помощью вспомогательного локомотива. Испытательное оборудование может располагаться в кабине локомотива или в специальном вагоне-лаборатории, входящим в состав экспериментального поезда. Испытания проводят в светлое время суток при погодных условиях, удовлетворяющих техническим требованиям на объект.

Регистрация динамико-прочностных процессов при ходовых испытаниях производится:

- для локомотивов с конструкционной скоростью 100-120 км/ч, со скорости 30 км/ч до скорости не превышающей конструкционную на 15 %;
- для локомотивов с конструкционной скоростью 160-200 км/ч, со скорости 60 км/ч до скорости не превышающей конструкционную на 10 %.

Ходовые динамико-прочностные испытания проводят в следующем порядке:

- поездки испытательного поезда начинают с минимальных скоростей с последующим их увеличением с интервалом от 10 до 20 км/ч до максимальных для соответствующих элементов пути;
- количество испытательных поездок на каждом фиксированном участке пути для конкретных значений скорости и направления движения выбирают таким образом, чтобы обеспечить статистическую достоверность результатов;

– регистрацию измеряемых параметров (динамических и прочностных процессов) проводят во всем диапазоне эксплуатационных скоростей: до максимальных разрешенных в кривых и конструкционной в прямых.

Суммарная продолжительность замеров в каждом интервале скоростей движения, через 10-20 км/ч, на различных участках пути, должна составлять не менее 180 с.

Регистрацию напряжений в несущих элементах конструкции экипажной части локомотива осуществляют одновременно с процессами, регистрирующими нагруженность конструкции и динамические качества локомотива. Последовательность измерений и их содержание фиксируют в журналах наблюдений установленной формы. В журнале содержится номер реализации, скорость движения, характеристика пути, направление движения и другие особые признаки.

Условием завершения испытаний является получение массива данных, достаточного для достоверной статистической обработки.

Результаты ходовых испытаний оформляются в виде таблиц и текстового описания. Для анализа полученных данных их сводят в таблицы с указанием номера тензорезистора и (или) сечения места измерения и значение измеряемого параметра (напряжения) при каждом виде нагружения. При этом определяют связь между полученными значениями напряжений и конструктивными особенностями объекта испытаний, напряженным состоянием конструкции и эксплуатационными режимами нагружения. Таким образом, готовится материал для оценки прочности объекта.

Обработка процессов, характеризующих динамические и прочностные качества экипажа испытываемого локомотива, включает следующие этапы:

– полученные материалы разбивают и группируют по участкам пути (прямые, кривые, стрелочные переводы на боковой путь), по режимам работы (тяга, выбег, торможение, боксование) и по интервалам скоростей движения;

– выполняют обработку исходных данных с использованием методов статистической обработки данных в соответствии с [25];



– представляют результаты обработки в виде таблиц и графиков зависимости показателей от скорости.

Динамические процессы обрабатываются в диапазоне частот от 0 до 20 Гц. Процессы, характеризующие прочностные качества обрессоренных частей конструкции, обрабатываются в диапазоне частот от 0 до 50 Гц, необрессоренных частей конструкции – от 0 до 100 Гц.

Определение коэффициентов динамики в первой и второй ступенях подвешивания осуществляют по амплитудным значениям без учета знака. По результатам обработки строят гистограммы или интегральные распределения процессов, определяют средние арифметические значения и средние квадратические отклонения, а также максимальные значения относительных перемещений на каждой реализации продолжительностью 10-15 с.

На заключительной стадии обработки осуществляют расчет коэффициентов вертикальной динамики.

Для каждого поля точек находят среднее значение ( $k_{д\text{ ср}}$ ) и его среднее квадратическое отклонение ( $S_k$ ).

Наибольшее значение определяют из выражения:

$$k_{д\text{ max}} = k_{д\text{ ср}} + 2S_k. \quad (\text{A.14})$$

Для полученных наибольших значений строят зависимости коэффициентов вертикальной динамики от скорости.

Обработку рамных сил выполняют по амплитудным значениям без учета знака. При определении рамных сил для конструкций локомотивов, оборудованных демпферами сухого трения, также учитывают постоянную составляющую, зависящую от угла наклона установки демпфера.

Определение коэффициентов запаса сопротивления усталости узлов металлоконструкций локомотива определяется по алгоритму, приведенному в [35].

В качестве исходных данных при определении коэффициентов запаса сопротивления усталости используют статические напряжения (от действия сил

тяжести на исследуемую конструкцию) и динамические напряжения, измеряемые при ходовых испытаниях.

Для обработки используют реализации, продолжительностью 10-15 с в каждом интервале скоростей движения. Количество реализаций для каждого интервала скорости движения должно быть не менее 15-20, полученных на пути протяженностью не менее 100 км.

Для каждой реализации фиксируют максимальное значение амплитуды напряжений. По этим данным строят зависимости максимальных амплитуд напряжений от скорости движения. Из массива максимальных значений амплитуд напряжений находят наибольшее значение ( $\sigma_a$ ) по формуле:

$$\sigma_a = \bar{\sigma}_a + 2S_{\sigma}, \quad (\text{A.15})$$

где,  $\bar{\sigma}_a$  – средняя величина амплитуды из выборки максимальных значений для данной градации скорости;

$S_{\sigma}$  – среднее квадратическое отклонение максимальных амплитуд.

Величины напряжений в узлах конструкций при движении локомотива по прямым, кривым участкам пути и стрелочным переводам заносится в таблицы.

Для наиболее нагруженных точек строят графики зависимостей напряжений от скорости  $\sigma = f(V)$ .

### ***3 Испытания локомотива на соударения***

Локомотив оборудуется специальной динамометрической автосцепкой, оборудованной датчиками деформаций, предварительно градуированные по напряжениям с построением графика зависимости между действующей на автосцепку силой  $P$  и возникающими напряжениями ( $\sigma$ ):  $\sigma = f(P)$ .

В зависимости от схемы соударений используется состав-подпор или вагон-боек. В качестве состава-подпора можно применять сцеп общей массой не менее 200 т, перемещения которого могут быть ограничены специальными упорами (башмаками) и тормозными средствами. Масса вагона-бойка должна быть не меньше массы брутто испытываемого объекта.

Испытания на соударения проводят на прямом участке пути, обеспечивающем размещение на том же пути состава-подпора, в светлое время суток.

Соударения осуществляют путем накатывания объекта на состав-подпор или вагона-бойка на объект, находящийся в голове подпора.

Соударения выполняют с начальной скоростью 2-3 км/ч или силой удара 0,5 МН с последующим увеличением скорости до достижения нормативной силы удара.

В процессе испытаний на соударения регистрируют следующие параметры:

- силу удара в автосцепку;
- скорость подхода объекта или вагона-бойка;
- напряжения в несущих элементах испытываемых конструкций;
- ускорения в несущих элементах экипажа.

После каждого режима соударения производится экспресс-анализ полученных данных и проверка технического состояния объекта (осмотр рамы и кузова на наличие видимых повреждений: трещин сварных швов, деформаций, а также целостности крепления тормозного оборудования, автосцепного устройства, поглощающего аппарата).

Скорость соударения определяют по времени ( $t$ , с) прохождения фиксированного участка пути ( $L$ , м), (м/с).

При обработке данных испытаний на соударение используют метод максимумов [25].

Величины амплитуд в каждом измерении, заносятся в рабочие таблицы

$$\sigma_{уд} = \sigma_{max}.$$

Погрешность измерения динамических и прочностных процессов не должна превышать 5 %.

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Методика статистической обработки схематизированных случайных процессов

В соответствии с [35] при наличии представительной гистограммы динамических напряжений расчет на усталость при многоцикловом нагружении выполняют вероятностными методами с учетом случайного характера динамического нагружения, когда амплитуда переменных напряжений  $\sigma_{ai}$ , МПа является случайной величиной.

Представительную гистограмму динамических напряжений получают по результатам динамико-прочностных ходовых испытаний.

Ходовые испытания в виде поездок испытываемого локомотива на специальном испытательном полигоне или на эксплуатационных магистральных путях являются представительными, если удовлетворяют следующим условиям:

- испытания проведены в послеремонтном (или в начале ввода в эксплуатацию) и в предремонтном (включая предельный износ по кругу катания колес) состоянии экипажной части локомотива;
- для каждого из состояний экипажной части локомотива испытания проведены при состоянии пути, характерных для сезонов зима и лето;
- для каждого из состояний экипажной части локомотива (послеремонтное и предремонтное) и состояний пути (зима и лето) испытания проведены на различных участках при движении по прямым участкам пути, кривым радиусом 300-400 м и радиусом 600-800 м, стрелочным переводам (включая съезды на боковой путь);
- при испытаниях реализованы эксплуатационные режимы движения (тяга, выбег, служебное торможение) с различными скоростями, вплоть до конструкционной или максимальной эксплуатационной;
- регистрация напряжений осуществлялась непрерывно при движении локомотива.

Массивы полученной информации должны состоять из замеров, с регистрацией величины средней скорости в замере и характеристики участка (прямая, кривая радиуса  $R$ , стрелочный перевод по прямому направлению или на боковой путь, балльность участка пути, либо указание неровности – мосты, переезды, ж/б шпалы, деревянные шпалы и т.д.).

Обработка результатов ходовых испытаний проводится в соответствии с [25], устанавливающим правила выделения цикла или полуцикла регулярного нагружения из исследуемого случайного процесса. То есть случайный процесс нагруженности детали в условиях эксплуатации заменяется некоторым схематизированным процессом, которому соответствует функция распределения амплитуд напряжений.

Статистическая обработка результатов испытаний динамической нагруженности локомотивов осуществляется одно- и двухпараметрическими методами. Для узкополосных случайных процессов, характерных для обрессоренных частей, применим метод максимальных полуразмахов. Для широкополосных процессов при оценке усталостной прочности (долговечности) наиболее оправданными являются метод полных циклов или метод дождя.

Назовем блоком нагружения  $L_6$  совокупность последовательных значений переменных напряжений  $\sigma_{ai}$ , возникающих в детали за характерный период эксплуатации, по отношению к которому вычисляется ресурс детали, например заданный срок службы. На основе полученного блока определяется амплитуда динамических напряжений ( $\sigma_{aэ}$ , МПа), эквивалентная по повреждающему действию реальному режиму эксплуатационных напряжений за расчетный срок службы.

При аппроксимации кривой усталости наклонной и горизонтальной прямыми линиями эквивалентную амплитуду динамических напряжений  $\sigma_{aэ}$ , МПа, вычисляют по формуле, полученной на основании гипотезы линейного суммирования повреждений:

$$\sigma_{aэ} = \sqrt[m]{\frac{N_{\Sigma}}{N_0} \cdot (K_{учj} \cdot \sum K_{Vi} p_{Vi} \cdot \sum K_{\sigma_i} \sigma_{ai}^m p_{\sigma_i})} \quad \text{или} \quad \sigma_{aэ} = \sqrt[m]{\frac{N_{\Sigma}}{N_0} \cdot (L_6)}, \quad (\text{Б.1})$$

где  $m$  – показатель степени в уравнении кривой усталости;

$N_{\Sigma}$  – суммарное число циклов действия динамических напряжений, определяют по результатам обработки схематизированных случайных процессов;

$N_0$  – базовое число циклов, для стальных конструкций равно  $10^7$ ;

$p_{V_i}$  – доля времени, приходящаяся на эксплуатацию в  $\Delta V_i$ -том интервале скоростей;

$K_{\sigma_i}$  – принятое число разрядов амплитуд напряжений в  $i$ -том интервале скоростей;

$K_{V_i}$  – принятое число разрядов скоростей движения;

$K_{yчj}$  – средняя доля протяженности прямых ( $j = 1$ ), кривых участков пути ( $j = 2$ ) и стрелок ( $j = 3$ ) в общей длине железнодорожных путей, по которым предполагают эксплуатацию испытываемого локомотива;

$\sigma_{ai}$  – амплитуда напряжений  $i$ -го уровня, МПа;

$p_{\sigma_i}$  – частота (вероятность) появления амплитуд напряжений с уровнем  $\sigma_{ai}$  в  $\Delta V_i$ -том интервале скоростей движения локомотива.

Массивы исходных данных обрабатываются следующим образом.

Из обработки исключаются замеры, полученные на путях с оценкой «неудовлетворительно».

По таблице Б.1 в зависимости от типа локомотива и конструкционной скорости выбираем нужный столбец (получаем число разрядов скоростей движения ( $K_{V_i}$ ), для грузовых локомотивов – 6, 8, 10 или 12), а также имеем распределение величин  $p_{V_i}$  – вероятность появления скорости  $\Delta V_i$  в диапазоне эксплуатационных скоростей.

Массив экспериментальной информации разделяем на подмассивы по принятому числу разрядов скоростей движения, то есть для каждого интервала скорости движения локомотива ( $\Delta V_i$ ) получаем подмассив из замеров отдельно по прямым, кривым участкам и стрелочным переводам на боковой путь.

Таблица Б.1 – Рекомендуемые значения долей времени  $P_{V_i}$ 

Интервал скорости движения м/с	Средняя скорость интервала, м/с	Пассажирские локомотивы			Грузовые локомотивы			
		Конструкционная скорость, м/с (км/ч)						
		55,5 (200)	44,4 (180)	38,9 (140)	38,9 (140)	33,3 (120)	27,8 (100)	25 (90)
0 - 12,5	8,25	0,01	0,02	0,03	0,02	0,03	0,05	0,08
12,5 – 15,0	13,75	0,02	0,05	0,06	0,06	0,07	0,12	0,17
15,0 – 17,5	16,25	0,03	0,07	0,08	0,07	0,09	0,15	0,22
17,5 – 20,0	18,75	0,04	0,09	0,10	0,10	0,12	0,20	0,30
20,0 – 22,5	21,25	0,06	0,11	0,12	0,13	0,16	0,25	0,18
22,5 – 25,0	23,75	0,07	0,13	0,13	0,14	0,19	0,15	0,05
25,0 – 27,5	26,25	0,09	0,15	0,13	0,13	0,16	0,06	-
27,5 – 30,0	28,75	0,12	0,13	0,12	0,11	0,10	0,02	-
30,0 – 32,5	31,25	0,13	0,09	0,10	0,10	0,06	-	-
32,5 – 35,0	33,75	0,12	0,06	0,06	0,07	0,02	-	-
35,0 – 37,5	36,25	0,10	0,04	0,05	0,05	-	-	-
37,5 – 40,0	38,75	0,07	0,03	0,02	0,02	-	-	-
40,0 – 42,5	41,25	0,05	0,02	-	-	-	-	-
42,5 – 45,0	43,75	0,03	0,01	-	-	-	-	-
45,0 – 47,5	46,25	0,02	-	-	-	-	-	-
47,5 – 50,0	48,75	0,02	-	-	-	-	-	-
50,0 – 52,5	51,25	0,01	-	-	-	-	-	-
50,0 – 52,5	51,25	0,01	-	-	-	-	-	-

Выбираем величину шага (например, 2 МПа), с которым будем разбивать рабочий диапазон изменения напряжений, замеренных при ходовых испытаниях, (таким образом, получаем число разрядов амплитуд напряжений ( $K_{\sigma_i}$ ) для каждого в  $i$ -того интервала скорости).

Применив выбранный метод схематизации, получаем гистограммы распределений амплитуд напряжений в каждом подмассиве, то есть определяем величины  $p_{\sigma_i}$  – вероятность появления амплитуды ( $\sigma_{ai}$ , МПа) в каждом  $\Delta V_i$  – том интервале скоростей движения локомотива.

Если рассматривать подмассив как один замер, то  $P_{ai} = \frac{n_i}{N}$ , при этом  $n_i$  – количество амплитуд данного уровня в замере,  $N$  – всего амплитуд в замере (таблица Б.2).

**Таблица Б.2 – Распределение амплитуд напряжений в раме тележки тепловоза ТЭМ2 при движении в прямом участке пути в интервале скоростей от 20,0 до 20,5 м/с**

$\sigma$ , МПа	Количество амплитуд ( $n_i$ )	Частота повторений (%)
0 – 2,0	4777	29,72
2,0 – 4,0	5898	36,69
4,0 – 6,0	3158	19,64
6,0 – 8,0	1304	8,11
8,0 – 10,0	516	3,21
10,0 – 12,0	235	1,46
12,0 – 14,0	104	0,65
14,0 – 16,0	44	0,27
16,0 – 18,0	17	0,11
18,0 – 20,0	11	0,07
20,0 – 22,0	7	0,04
22,0 – 24,0	3	0,02
24,0 – 26,0	2	0,01

Величины  $K_{yчj}$  принимаем в соответствии с [35]:

$K_{yч1} = 0,87$  – для прямых участков пути;

$K_{yч2} = 0,11$  – для кривых участков пути;

$K_{yч3} = 0,02$  – для стрелочных переводов.

Значение показателя степени кривой усталости  $m$  для локомотивных конструкций принимаем в соответствии с [35]:

4 – для сварных конструкций из проката без упрочняющей обработки швов;

6 – для сварных конструкций из проката с механической или аргонно-дуговой обработкой швов;

4 – для деталей с нормализацией;

5 – для деталей с закалкой и отпуском.



Полученный по формуле (Б.1) блок нагружения для рамы тележки (боковина в зоне перехода к шкворневой балке) тепловоза 2ТЭ25А приведен в таблице Б.3.

Блок нагружения для рамы тележки (боковина в зоне перехода к шкворневой балке) был получен:

– 2ТЭ25А-001 на участке Голутвин-Озеры Московской железной дороги при движении в прямых участках, кривых радиусом 300 и 600 м, стрелочных переводах на боковой путь), с учетом режимов выбега, тяги и торможения, со скоростями до 120 км/ч в зимнее и летнее время;

– 2ТЭ25А-007 в условиях эксплуатации на БАМе в зимнее время (участки Тында-Юткали-Хани-Тында, с разрешенными скоростями до 60 км/ч с грузеными составами массой 5200 и 5626 т, в режиме резерва со скоростями до 77 км/ч, при прохождении треугольника для разворота);

– 2ТЭ25А-023 в условиях эксплуатации на БАМе в летнее время (участок Беркакит-Тында, при движении с грузовым составом весом 5183 т с разрешенными скоростями до 60 км/ч).

В рамках исследовательских динамико-прочностных испытаний на БАМе были реализованы режимы выбега, тяги, торможения, боксования, движение в прямых участках, кривых, затяжных подъемах.

Таблица Б.3 – Блок нагружения рамы тележки локомотива 2ТЭ25А, полученный в условиях полнтона и в условиях эксплуатации

Скорость, м/с	$P_{V_i}$ – доля скорости в эксплуатации тепловоза										$P_i$ – общая вероятность появления амплитуды	$\sigma_{ai}$
	0-12,5	12,5-15,0	15,0-17,5	17,5-20,0	20,0-22,5	22,5-25,0	25,0-27,5	27,5-30,0	30,0-32,5	32,5-35,0		
$P_{V_i}$	0,03	0,07	0,09	0,12	0,16	0,19	0,16	0,10	0,06	0,02		
$\sigma_{ai}$ , МПа	$P_{\sigma_{ai}}$ – вероятность появления амплитуды $\sigma_{ai}$											
1	0.617175	0.520549	0.626603	0.290055	0.29271	0.260047	0.257464	0.378367	0.289933	0.286624	<b>0.35648</b>	
3	0.24266	0.304208	0.251729	0.281213	0.280969	0.265689	0.265327	0.2702	0.267344	0.264146	<b>0.27614</b>	
5	0.099201	0.112772	0.072301	0.184939	0.184009	0.198573	0.199653	0.157838	0.173807	0.173769	<b>0.16988</b>	
7	0.030788	0.033985	0.023607	0.107117	0.106476	0.125215	0.126052	0.086974	0.108005	0.105224	<b>0.09701</b>	
9	0.007969	0.007181	0.004691	0.060072	0.059674	0.071851	0.072403	0.0444	0.066604	0.069685	<b>0.05324</b>	
11	0.001687	0.001031	0.000857	0.032936	0.03269	0.036333	0.036622	0.022835	0.037916	0.043317	<b>0.02771</b>	
13	0.000304	0.00025	0.000214	0.015658	0.015532	0.015282	0.015407	0.011517	0.019957	0.02032	<b>0.01258</b>	
15	0.000119	2.33E-05	0	0.005863	0.005815	0.005414	0.005457	0.005497	0.012247	0.011087	<b>0.0051</b>	
17	4.75E-05	0	0	0.001637	0.001621	0.001296	0.001312	0.001912	0.003603	0.005323	<b>0.00147</b>	
19	1.9E-05	0	0	0.0004	0.000396	0.000254	0.000258	0.000385	0.000501	0.00042	<b>0.0003</b>	
21	2.25E-05	0	0	8.54E-05	8.39E-05	3.1E-05	3.13E-05	6.82E-05	7.89E-05	7.97E-05	<b>7E-05</b>	
23	2.37E-06	0	0	1.72E-05	1.7E-05	1.35E-05	1.36E-05	5.24E-06	5.26E-06	5.31E-06	<b>1.3E-05</b>	
25	4.75E-06	0	0	7.99E-06	7.93E-06	1.61E-06	1.62E-06	4.92E-07	0	0	<b>7.6E-06</b>	
27	1.19E-06	0	0	0	0	0	0	0	0	0	<b>1.2E-06</b>	
29	0	0	0	9.99E-07	9.91E-07	0	0	0	0	0	<b>2.8E-07</b>	