

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Сибирский государственный университет путей сообщения»

На правах рукописи



КОЛОМЕЕЦ АНДРЕЙ ОЛЕГОВИЧ

АЛГОРИТМИЧЕСКОЕ И ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ
КОЛЕС ВАГОНОВ В ДВИЖЕНИИ

Специальность 05.11.13 – «Приборы и методы контроля природной среды,
веществ, материалов и изделий»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
канд. техн. наук, доцент
Бехер Сергей Алексеевич

Новосибирск – 2016

Оглавление

Введение	4
1 Особенности применения тензометрии в неразрушающем контроле объектов железнодорожного транспорта	12
1.1 Методы и средства неразрушающего контроля с использованием тензометрии	12
1.2 Анализ современных систем контроля колесных пар вагонов в движении	24
1.3 Современные методы цифровой фильтрации и анализа диагностических сигналов в условиях ограниченного времени обработки ...	40
Выводы по первой главе	49
2 Методика измерения вертикальной силы от колеса на рельс в условиях неопределенности состояния подрельсового основания	51
2.1 Экспериментальные исследования деформаций рельса под проходящим поездом	51
2.2 Исследования влияния подрельсового основания на вертикальные деформации при статическом нагружении рельсов	63
2.3 Методика выделения составляющих сигнала вертикальных деформаций, связанных с реакцией шпалы и силой от колеса	68
Выводы по второй главе	75
3 Исследование деформаций рельсов при движении колес с дефектами поверхности катания	77
3.1 Анализ параметров дефектов поверхности катания колес вагонов	77
3.2 Математического моделирование параметров сигналов при взаимодействии дефектного колеса и рельса	82
3.3 Информативные параметры и алгоритмы обработки сигналов при проезде колес с дефектами поверхности катания	96
Выводы по третьей главе	107

4 Результаты эксплуатации системы контроля колес железнодорожных вагонов	110
4.1 Разработка методов калибровки диагностической системы для измерения статических и динамических сил	110
4.2 Программное обеспечение комплекса для обнаружения и оценки параметров дефектов поверхности катания	127
4.3 Результаты регистрации динамических сил при движении бездефектных колес	137
Выводы по четвертой главе	142
Заключение	144
Список сокращений	146
Список литературы	147
Приложение А – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013619321 (копия)	159
Приложение Б – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015613124 (копия)	160
Приложение В – Акт внедрения результатов диссертационной работы в ООО «ТрансТех» (копия)	161
Приложение Г – Акт внедрения результатов диссертационной работы в ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет путей сообщения (копия)	162

Введение

Актуальность темы исследования. Дефекты ходовых частей вагонов негативно влияют на безопасность эксплуатации объектов железнодорожного транспорта. Ползуны, выщербины, навары на поверхности катания колесных пар увеличивают динамические силы в системе «колесо – рельс» в несколько раз и, следовательно, повышают вероятность образования в них усталостных дефектов. Развитие дефектов способно привести к разрушению ходовых частей вагонов и рельсов в процессе эксплуатации, сходу или крушению подвижного состава. Для железных дорог РФ эта тема особенно актуальна, так как движение пассажирских и грузовых поездов осуществляется по общим железнодорожным путям, и сход грузового состава может произойти одновременно с движением по соседнему пути пассажирского поезда.

На отечественных железных дорогах основным методом обнаружения дефектов поверхности катания колес является визуально-измерительный контроль, выполняемый осмотрщиками вагонов после остановки поезда на пунктах технического освидетельствования. На достоверность результатов контроля существенное влияние оказывает психологическое и физиологическое состояния осмотрщика вагонов, его квалификация и опыт, внешние условия. Напольные средства диагностики для обнаружения дефектов поверхности катания колесных пар пока не нашли массового применения на железных дорогах РФ. В нашей стране и за рубежом активно проводятся работы по созданию аппаратуры и совершенствованию методик контроля ходовых частей вагонов по показателям динамики их взаимодействия с рельсами.

Одним из наиболее перспективных методов контроля динамических сил, является тензометрический метод, основанный на регистрации деформаций рельса под проходящим поездом. Метод позволяет обнаруживать дефекты и классифицировать их по степени влияния на динамику движения, имеет меньше ограничений, связанных с необходимостью изменения конструкции бесстыкового

пути. Поэтому задача создания и внедрения автоматизированных тензометрических систем контроля колесных пар на железных дорогах РФ является **актуальной**.

Степень разработанности темы исследования. В последнее время со стороны владельца инфраструктуры уделяется особое внимание [77] развитию и внедрению на железнодорожном транспорте систем мониторинга технического состояния подвижного состава по ходу поезда. Существующие отечественные напольные средства диагностики позволяют решать актуальные задачи обеспечения безопасности движения: локацию вагона на сети железных дорог [93], падение детали на путь [29], выявление негабаритного подвижного состава, регистрации температуры нагрева букс [69], измерения геометрических параметров железнодорожных колес [4].

Напольные средства диагностики для обнаружения дефектов поверхности катания колесных пар пока не нашли массового применения на железных дорогах РФ. В нашей стране и за рубежом активно проводятся работы по созданию и внедрению аппаратуры, совершенствованию методик контроля ходовых частей вагонов по показателям динамики их взаимодействия с рельсами. Примерами таких систем являются: Quo Vadis (Голландия), Lasca (Германия), WCM (Австралия), Multirail WheelScan (Германия), WILD (США), ScalexWild (Финляндия), SensorLine (Германия), Gotcha (Голландия, Швеция), ДДК и СКВДН (Россия). Использование на отечественных железных дорогах зарубежных комплексов сдерживается наличием двойных требований к подвижному составу, так как, с одной стороны, дефекты нормируются по размерам [67], с другой – по уровню динамических сил [19].

Одним из наиболее перспективных методов контроля динамических сил является тензометрический метод, основанный на регистрации деформаций рельса под проходящим поездом. Метод позволяет обнаруживать дефекты и классифицировать их по степени влияния на динамику движения и имеет меньше ограничений, связанных с необходимостью изменения конструкции бесстыкового

пути, достаточно развитую приборную базу, проработанные методические вопросы организации и проведения тензометрических измерений.

В СГУПСе совместно со специалистами ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» с 2005 года проводятся научные исследования тензометрического метода контроля колес вагонов в движении. Выполнен значительный объем научных исследований [82] и опытно-конструкторских работ, разработаны микропроцессорные многоканальные измерительные тензометрические системы «Динамика-1» и «Динамика-3» [63, 64, 80, 83]. Определены уровни динамических сил [7, 101] и их частотно-временные характеристики [44], выполнена оценка методической и инструментальной погрешности измерения силы в приближении квазистатического взаимодействия.

Однако до сих пор отдельные научные и технические задачи не решены. Открытыми остаются вопросы достоверности измерения динамической силы и влияния на нее подрельсового основания, вопросы одновременной оценки силовых и геометрических характеристик дефектов. Амплитудные параметры симметричных деформаций достаточно подробно исследованы [8, 44, 80, 81], при этом в опубликованных работах слабо представлены закономерности изменения временных и частотных параметров тензометрических сигналов. Для повышения достоверности своевременного обнаружения дефектов поверхности катания колес в движении актуальной является задача разработки алгоритмов обработки тензометрических сигналов и программного обеспечения для уменьшения влияния на результаты измерений подрельсового основания, использования в критериях оценки технического состояния всего комплекса амплитудных, временных и частотных характеристик диагностических сигналов, создания методики динамической калибровки тензометрической системы.

Объектом исследования является поверхность катания колеса железнодорожного подвижного состава.

Предметом исследования являются тензометрические сигналы, вызванные воздействием на рельс движущихся железнодорожных колес с различным техническим состоянием поверхности катания.

Цель работы – создание алгоритмического и программно-технического обеспечения процессов обработки диагностических сигналов тензометрической системы для повышения достоверности результатов контроля поверхности катания колесных пар вагонов в движении.

Для достижения поставленной цели решались следующие **задачи**:

1. Разработать алгоритмы обработки тензометрических сигналов для уменьшения влияния подрельсового основания на неопределенность результатов измерений вертикальной силы, действующей от колес на рельсы.

2. Экспериментально исследовать закономерности формирования тензометрических сигналов в рельсах при воздействии колес с дефектами поверхности катания и разработать алгоритмы их обработки для получения информативных параметров.

3. Разработать методику калибровки тензометрической системы для обоснования критериев браковки дефектов типа: ползун, выщербина, навар по значениям динамических сил в системе колеса и рельса.

4. Разработать, провести испытания в реальных условиях эксплуатации и внедрить программное обеспечение тензометрической системы для автоматизированного контроля колес грузовых вагонов в движении.

Методы исследований. При выполнении диссертационной работы использовались экспериментальные методы неразрушающего контроля и технической диагностики: визуальный и измерительный, тензометрический и электрический. Для теоретического исследования физических процессов в системе «колесо – рельс» применялись методы математического моделирования, аналитические решения систем дифференциальных уравнений. Обработка сигналов проводилась с использованием методов корреляционного,

регрессионного и анализа Фурье, математической статистики и прикладного программирования.

Научная новизна работы заключается в том, что:

1) разработана методика и алгоритмы обработки тензометрических сигналов для измерения динамических сил в системе «колесо – рельс» по регистрируемым с одной пары тензодатчиков сигналам, основанные на различии временных зависимостей деформаций, вызванных силой реакции колеса и силой реакции шпалы, с погрешностью не более 5 % в условиях неопределенности параметров подрельсового основания;

2) обосновано применение двухэлементной модели для определения зависимости информативных параметров диагностических сигналов в процессе движения колеса с дефектом поверхности катания от жесткости подрельсового основания;

3) разработан комплекс временных и амплитудных информативных параметров сигналов тензометрической системы, установлена корреляционная связь амплитудного параметра импульсной составляющей сигнала с приращением динамической силы от воздействия дефектного колеса на рельс с коэффициентом корреляции 0,83;

4) установлено, что неопределенность динамического коэффициента преобразования силы, действующей на поверхность катания рельса, в деформации шейки рельса в диапазоне частот от 0 Гц до 800 Гц не превышает 2 %.

Практическая значимость работы. На основе разработанных алгоритмов определения динамических сил в системе колеса и рельса создано программное обеспечение (свидетельство № 2013619321 от 01.10.2013 г., Приложение А) для автоматизированного контроля показателей динамики подвижного состава, которое внедрено в быстродействующей микропроцессорной тензометрической системе «Динамика-3» (СГУПС, г. Новосибирск, Приложение Г). Результаты исследований закономерностей распределения деформаций в стальных объектах внедрены в учебный процесс СГУПС в виде лабораторной работы «Измерение деформаций и механических напряжений» [94]. Результаты исследования комплекса информативных параметров и методик выделения импульсных

составляющих тензометрических сигналов, позволили разработать алгоритмы и программу (свидетельство № 2015613124 от 05.03.2015 г., Приложение Б) обнаружения и определения параметров дефектов поверхности катания железнодорожных колес, которые внедрены в составе подсистемы автоматизированного цифрового комплекса измерения геометрических параметров колесных пар подвижного состава Комплекс-2 (ООО «ТрансТех», г. Новосибирск, Приложение В).

Положения, выносимые на защиту:

1. При движении железнодорожного колеса с постоянной скоростью V в вертикальных симметричных деформациях выделяются две составляющие, связанные с силой реакции колеса и силой реакции шпалы. Временные зависимости этих составляющих различаются, при этом характерные времена изменения деформаций составляют не более $0,18 / V$ и не менее $0,5 / V$ соответственно, что позволило разработать алгоритмы временной фильтрации с использованием полинома четвертой степени и уменьшить влияние подрельсового основания на результаты измерения динамической силы, воздействующей от бездефектного колеса на рельс, с погрешностью не более **5 %**.

2. Переход от одноэлементной модели формирования диагностических сигналов к модели с двумя упругими элементами, воспроизводящими подсистемы «колесо – рельс» и «рельс – подрельсовое основание», позволяет на расстоянии более **90 мм** от тензодатчика определить с погрешностью не более **3 %** зависимость амплитуды симметричных деформаций от приращения силы, вызванной воздействием колеса с дефектом поверхности катания.

3. Воздействие на рельс движущегося колеса с дефектом поверхности катания приводит к появлению импульсной составляющей на зависимости симметричных деформаций от времени, причем длительность переднего фронта импульса связана с протяженностью дефекта, а амплитудное значение

деформаций – с приращением динамической силы от колеса на рельс с коэффициентом корреляции **0,83**.

4. В диапазоне частот от **0** до **800 Гц**, что соответствует основной частоте сигналов деформаций при движении колес с дефектами поверхности катания протяженностью **60 мм** на скорости **90 км/ч**, отличие коэффициентов преобразования динамической и статической сил от колеса на рельс в вертикальные симметричные деформации шейки рельса не превышает **2 %**, что позволило разработать методику калибровки измерительного участка статической силой.

Степень достоверности. Достоверность определяется сходимостью результатов тензометрического, визуального и измерительного контроля; согласованностью экспериментальных результатов с аналитическими расчетами и математическим моделированием; статистическим значимым объемом экспериментальных исследований, при котором доверительная вероятность неопределенностей измерений не ниже **95 %**; сходимостью экспериментальных результатов в различных условиях: в лаборатории, на полигоне и действующих участках пути.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы доложены на Международной научно-практической конференции «Инновационные факторы Транссиба» (г. Новосибирск, 2012 г.); XIV научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» (г. Москва, 2013 г.); VIII Российской научно-технической конференции «Механика, ресурс и диагностика материалов и конструкций» (г. Екатеринбург, 2014 г.); VIII Международной научно-практической конференции «Политранспортные системы» (г. Новосибирск, 2014 г.); V Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность» (г. Томск, 2015 г.); III Всероссийской научно-практической конференции с международным

участием по инновациям в неразрушающем контроле «SibTest» (Горный Алтай, 2015 г.).

Публикации. По результатам диссертационного исследования опубликовано **13** работ в центральных научно-технических журналах и изданиях, в том числе **4** из них включены в перечень, в котором должны быть опубликованы основные научные результаты диссертации (перечень ВАК), **1** в издании, индексируемом в реферативной базе Scopus, получено **2** свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на **162** листах, содержит **89** рисунков, включает **1** таблицу и **4** приложения, состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы, который содержит **122** источника.

1 Особенности применения тензометрии в неразрушающем контроле объектов железнодорожного транспорта

1.1 Методы и средства неразрушающего контроля с использованием тензометрии

Безопасность эксплуатации объектов транспорта закладывается на этапе их конструирования. Современный уровень развития цифровой техники и численных методов расчета позволяет решать большинство задач проектирования машин, механизмов и конструкций, в том числе и на железнодорожном транспорте. Сложная конфигурация объектов, воздействие нескольких взаимосвязанных факторов, наличие технологических дефектов и необоснованные упрощения расчетных моделей могут существенно снижать эффективность математического моделирования. В этих случаях единственным методом достоверной оценки напряжений и деформаций является натурная тензометрия. При разработке и проектировании конструкций на этапе испытаний тензометрия позволяет решать прямую задачу, связанную с определением действительных значений напряжений и деформаций при нагружении объекта испытаний.

Отдельное направление работ в области тензометрии связано с ее применением на этапе диагностирования ответственных элементов конструкций, узлов и деталей машин и механизмов в процессе эксплуатации. Безотказность объектов во многом определяется эксплуатационными и технологическими факторами. Возникающие при изготовлении и в процессе эксплуатации дефекты (поры, раковины, ползуны, навары и другие) оказывают негативное воздействие на показатели надежности и способны существенно увеличить уровни механических сил, воздействующих на объекты контроля. Тензометрия при этом позволяет решать обратную задачу – определение уровней воздействия на объект технического диагностирования по измеряемым значениям напряжений и деформаций.

Теоретические основы и экспериментальные техники тензометрии в настоящее время достаточно подробно изучены и описаны в литературе. Методы тензометрии классифицируются в зависимости от применяемых физических эффектов: рентгеновский, поляризационно-оптический (метод фотоупругости), муаровых полос, хрупких покрытий, гальванических покрытий и методы, основанные на преобразовании деформаций поверхности объекта исследования с помощью тензометров и тензометрических преобразователей. Каждый из методов обладает рядом достоинств и недостатков, которые ограничивают область их применения.

В основе рентгеновского метода [45] лежит явление интерференции рентгеновских лучей, проходящих через кристаллическую решетку материала объекта исследования. Рентгеновский метод обеспечивает измерение деформаций на уровне, соответствующем характерным линейным размерам кристаллической решетки, в различных направлениях под углом к поверхности объекта исследования. Использование упругих модулей материала позволяет рассчитывать механические напряжения в объекте контроля.

Применение тензометрии на основе рентгеновского метода для диагностики требует наличия специализированного оборудования. Поэтому массовое применение данного метода для диагностики в машиностроении не представляется возможным. В основном данным методом проводятся исследования напряженно-деформированного состояния объектов в лабораторных условиях. В работах [45, 89, 90] авторов И. Краус, В.В. Трофимова, В.В. Чижикова, Р.У. Ильясова, П.П. Панова, С.С. Колесова исследуется метод рентгеновской тензометрии в технической диагностике металлических изделий. В качестве исследуемых объектов авторы используют бурильные трубы [89] после их разрушения.

Исследования проводились с помощью портативного рентгеновского тензометра ТРИМ. Образцы металла трубы вырезались из мест в области трещины. Результаты измерения остаточных напряжений, полученные методами

рентгеновской тензометрии, сравнивались с допустимыми уровнями, установленными нормативной документацией. В результате проведенных исследований установлено, что причиной разрушения труб являлись коррозионно-усталостные процессы. Высокие значения остаточных напряжений на внешней поверхности трубы свидетельствуют о повышенных эксплуатационных нагрузках и о значительном ресурсном износе трубы.

Поляризационно-оптический (метод фотоупругости) [35, 68, 74, 41, 3, 86, 87], методы муаровых полос [85, 66, 30–33], хрупких и гальванических покрытий [52, 98] используются, как правило, при проведении экспериментальных исследований в лабораторных условиях. Это связано в первую очередь со специфичностью проведения измерений деформаций и сложностью обработки их результатов. Отдельные методы, например, хрупких и гальванических покрытий, являются однократно используемым, что существенно ограничивает их область применения.

Применение метода фотоупругости для контроля объектов железнодорожного транспорта подробно рассмотрено в работах [3, 86, 87] Г.Н. Албаута, М.Х. Ахметзянова, Н.В. Харитоновой, В.Б. Титова, Т.А. Дудника, В.М. Тихомирова и других. Данный метод позволяет проводить исследование процесса деформирования твердого тела и решать задачи в области механики разрушения.

Методы тензочувствительных покрытий (хрупких и гальванических покрытий) нашли свое применение не только в научных лабораториях при проведении экспериментальных исследований, но и в контроле промышленных объектов, ответственных узлов и механизмов. Авторы Н.А. Махутовым, Б.Н. Ушаковым, И.Е. Васильевым, Ю.В. Лисиным, Е.С. Васиным, В.Н. Пермяковым, Л.Б. Хайруллиной и другие анализировали напряженно-деформированное состояние оборудования нефтегазохимических заводов и трубопроводов транспорта в условиях эксплуатации. В работе [51] исследуется применение хрупких тензочувствительных покрытий для определения

напряженно-деформированного состояния тройника магистрального нефтепровода. Исследование заключалось в получении в тонком слое тензочувствительного покрытия картин трещин, которые отражают поле наибольших главных напряжений, возникающих на поверхности конструкций в процессе нагружения. Анализируя образующиеся в хрупком покрытии картины трещин, авторы оценивали нагруженность различных зон объекта контроля и определяли уровень механических напряжений. Метод позволяет определять напряжения с погрешностью от 15 до 20 %. С использованием тарировочной балки (рисунок 1.1) авторами получена экспериментальная зависимость концентрации трещин от деформации подложки.

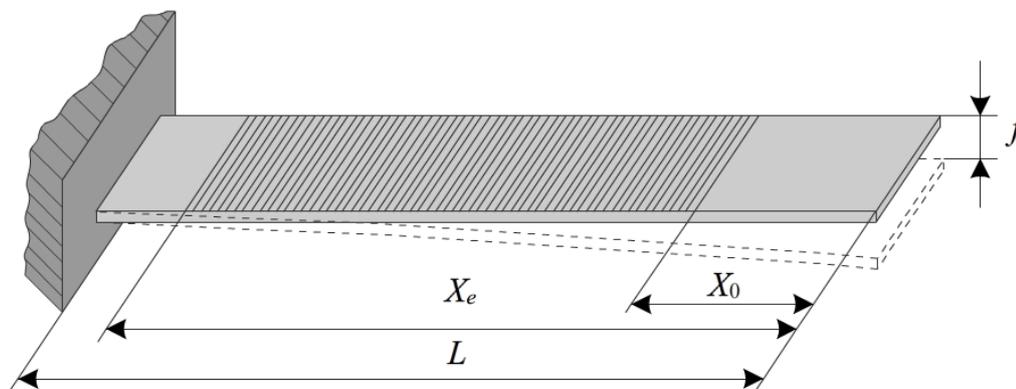


Рисунок 1.1 – Тарировочная балка для определения экспериментальной зависимости [51]

Исследования проводились следующим образом. Испытываемый образец жестко закреплялся с торца и нагружался изгибающим усилием, прикладываемым на свободном конце. Затем нагрузка снималась и измерялись расстояния X_0 до зоны трещинообразования и X_e до зоны отслаивания покрытия.

На основании полученных данных подсчитывались пороговые значения напряжения и деформаций при образовании трещин в тензопокрывтии (σ_0 , ε_0) и отслаивания покрытия от подложки (σ_e , ε_e). На каждом образце величина тензочувствительности определялась при трех-четырех уровнях нагрузки. Новое нагружение выполнялось при нагрузках в полтора-два раза больше предыдущих для исключения влияния ранее полученных трещин на разброс характеристик

тензочувствительности хрупкого покрытия. По результатам эксперимента получена зависимость численности трещин от уровня деформации подложки $\varepsilon_1 / \varepsilon_2$. В результате было определено, что численность трещин в покрытии по мере роста деформации ε_1 в подложке возрастает линейно практически до начала отслаивания тензопокрyтия. Полученные результаты авторы использовали для контроля напряженно-деформированного состояния элементов магистральных нефтепроводов. В качестве тензопокрyтия в работе используются канифольные покрытия горячего нанесения. Покрытие наносят на горячую поверхность, разогретую до температуры 70–80 °С. После полного затвердевания тензочувствительного покрытия подают давление в магистральный трубопровод и фиксируют картины распределения трещин на чувствительном покрытии.

Описанные выше методы позволяют решать задачи контроля и диагностики напряженно-деформированного состояния объектов и конструкций. Однако относительная сложность проведения измерений и обработки измерительных данных не позволяет использовать их в реальном режиме времени. На результаты измерений оказывает влияние окружающая среда, что существенно ограничивает их применение в реальных условиях эксплуатации и требует принятия специальных мер защиты от внешних воздействий. Поэтому наиболее широкое распространение получили методы измерений, основанные на масштабном преобразовании деформаций поверхности объекта исследования. Их различают по физическим принципам, положенным в основу средств преобразования деформаций. На основе этих методов разработаны и используются специальные первичные преобразователи, которые называются тензoметрами или тензoметрическими преобразователями.

Тензoметрические преобразователи классифицируются в зависимости от способа трансформации деформаций в информативные сигналы: механические, оптические, пневматические, струнные (акустические), электрические.

Принцип действия механических тензoметров [96] основан на масштабном преобразовании расстояния с помощью механической передачи в величину,

которая удобна для регистрации. Оптические тензометры [96, 85] отличаются от механических тем, что в них для преобразования деформаций используется световой луч, причем отсчет ведется как по перемещению светового пятна на шкале тензометра, так и с помощью интерференционных или муаровых полос. Действие пневматических тензометров [96] основано на изменении расхода воздуха через измерительное сопло, вызванном деформацией чувствительного элемента тензометра. Возникающий при этом перепад давления измеряют обычно с помощью *U*-образного водяного манометра. Принцип действия струнных (акустических) тензометров [96, 52, 117] основан на измерении частоты собственных колебаний струны, концы которой связаны с объектом исследования таким образом, что деформации передаются от объекта к струне. При деформации объекта исследования меняется значение напряжения в струне и, следовательно, частота ее собственных колебаний. Деформации объекта исследования определяют по изменению частоты собственных колебаний.

В основе работы электрических тензометров [117, 1, 71, 91] лежит измерение параметров электрической цепи (сопротивления, емкости или индуктивности) или генерирование электрических сигналов в соответствии с измеряемой величиной деформаций. Выделяются следующие виды электрических тензометров: сопротивления, индуктивные, емкостные, пьезоэлектрические и индукционные. Наибольшее распространение получили электрические тензометры, принцип действия которых основан на изменении сопротивления металлов и полупроводников под действием деформаций такие тензометры называются тензорезисторами.

Параметры тензорезисторов определяются их конструктивными особенностями. В общем случае тензорезистор (рисунок 1.2) состоит из подложки, чувствительного элемента и защитного слоя. Чувствительный элемент крепится к подложке клеем. Чувствительные элементы изготавливают из тонкой проволоки, фольги или полупроводниковой пленки.

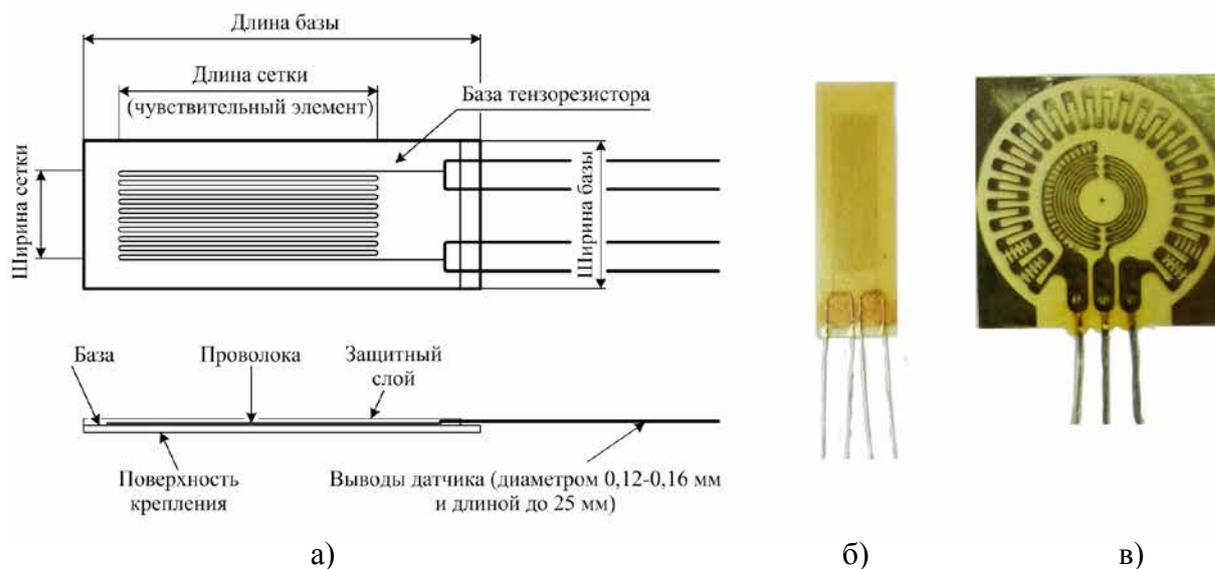


Рисунок 1.2 – Конструкция проволочного тензорезистора (а), фотографии проволочного (б) и фольгированного (в) тензорезисторов

В качестве материала подложки используется ткань, бумага, пленка и другие материалы. Для соединения чувствительного элемента с электрической измерительной цепью в тензорезисторе предусмотрены электрические выводы, выполненные в виде проводников или контактных площадок. На исследуемый объект тензорезисторы крепятся с помощью связующего (клея) со стороны подложки. Крепление тензорезисторов на объект контроля производится с помощью цианакрилатного клея. Клеевое соединение тензорезисторов в значительной степени определяет погрешность преобразования деформаций в электрический сигнал. Значение относительной погрешности может достигать 5 % и более.

Чувствительность тензорезистора к деформациям характеризуется отношением изменения его сопротивления к изменению относительной деформации. При деформации детали изменяется сопротивление проволоки или фольги, которое преобразуется в электрический сигнал, устанавливаемый и регистрируемый с помощью тензометрической аппаратуры. Сопротивление тензорезистора R , изменяется в зависимости от его длины, площади поперечного сечения, удельного электрического сопротивления:

$$R = \frac{\rho \cdot l}{S}, \text{ Ом} \quad (1.1)$$

где R – сопротивление тензорезистора, Ом;

ρ – удельное сопротивление, Ом·м;

l – длина чувствительного элемента, мм;

S – площадь поперечного сечения чувствительного элемента, мм².

Классической областью использования тензорезистивных методов является контроль и испытания механических элементов машин [73]. Применение тензорезисторов в качестве первичных преобразователей позволяет эффективно решать следующие задачи:

- измерение деформаций, напряжений и перемещений в деталях машин и элементах конструкций [63];
- определение коэффициентов концентраций напряжений и их распределение на поверхности объекта;
- выполнение работ по оптимизации формы деталей и элементов конструкций по условиям механической прочности;
- контроль остаточных напряжений (технологических, сборочных);
- контроль состояния конструкций после сборки (монтажа), в том числе во время пусконаладочных испытаний оборудования;
- контроль и измерение сил, напряжений, перемещений в деталях машин и конструкций в период эксплуатации в рабочих режимах и условиях [12].

В работе [12] В.Л. Гапонова, А.С. Гуринова и В.В. Дудника приводится методика измерения крутящего момента на вращающихся валах. Крутящий момент является важной характеристикой машин, по которой можно судить об эффективности работы, нагрузках и состоянии механизма. Для измерения крутящего момента использовалась мостовая схема, состоящая из четырех тензорезисторов, наклеенных на вал под углом 45° (рисунок 1.3, а).

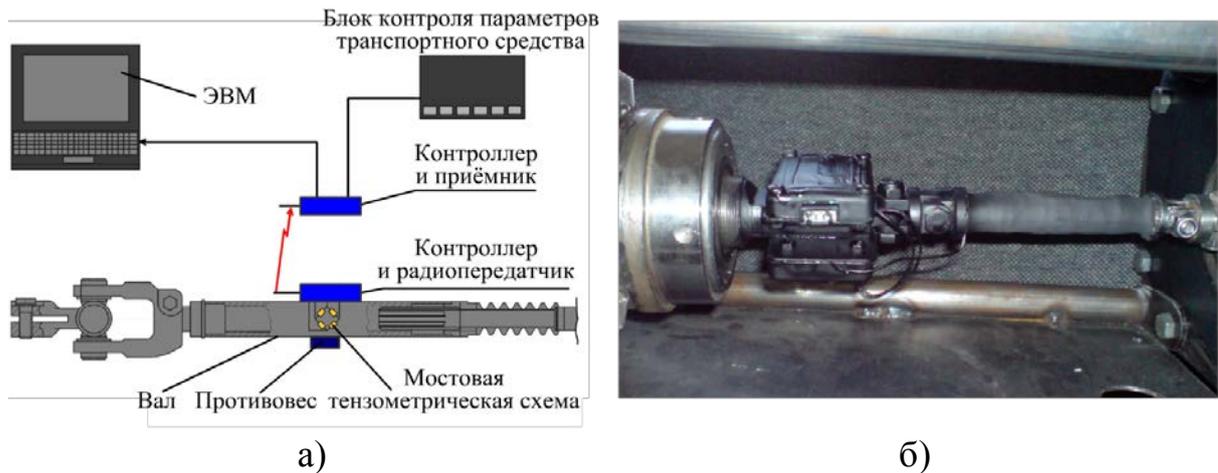


Рисунок 1.3 – Общая схема работы измерителя крутящего момента (а) и фотография комплекта измерителя крутящего момента (б) [12]

Для решения нетривиальной задачи передачи показаний тензорезисторов с вращающегося вала авторы предложили использовать беспроводной канал связи для передачи зарегистрированных деформаций вала на блок контроля параметров транспортного средства или на компьютер для первичной обработки и анализа. Непосредственно на валу закреплялся приемопередающий модуль (рисунок 1.3, б). В качестве передатчика использовался конструктивно законченный приемопередающий модуль DP1201A. Модуль работает в частотном диапазоне 433 МГц и позволяет осуществлять передачу информации на расстояние до 100 м. Для калибровки датчиков авторами разработана специализированная программа, которая по нескольким точкам строит зависимость для всего диапазона крутящего момента. Крутящий момент при калибровке задается тарированными весами, установленными на заранее известном плече, или растягивающим устройством (например, лебедкой) с использованием динамометра.

В программе калибровки применяется аппроксимация экспериментальных значений на основе метода наименьших квадратов. Зависимость крутящего момента от калибровочных коэффициентов определяется полиномом первой

степени. В процессе работы данные передаются на монитор или на бортовой накопитель.

На железнодорожном транспорте тензометрия используется при динамических испытаниях грузовых вагонов [92], а также при исследовании динамики в системе колеса и рельса [27]. Динамические испытания грузовых вагонов проводят с целью изучения остаточного ресурса вагонов, а также при исследованиях, направленных на разработку вагонов с большей грузоподъемностью. В работе [92] В.Ф. Ушкалова, С.А. Кострицы, А.В. Султана и других рассмотрена проблема измерения вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов со стандартными тележками. Для измерения вертикальных сил используются несколько схем наклейки тензорезисторов на боковую раму. Эти схемы обладают чувствительностью к влиянию боковых и продольных сил, что существенно влияет на погрешность измерения. В работе предложена схема измерения, позволяющая снизить влияние вышеуказанных факторов. Для ее обоснования авторы разработали математическую модель боковой рамы и рассчитали ее напряженно-деформированное состояние методом конечных элементов. В результате определены участки поверхности боковой рамы (рисунки 1.4, 1.5), в которых наблюдается минимальное влияние продольных и боковых сил.

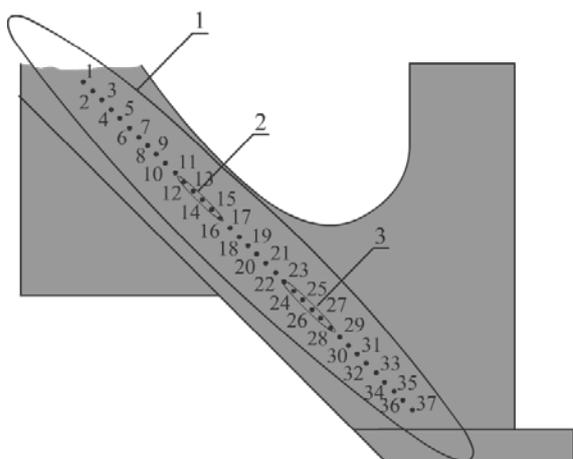


Рисунок 1.4 – Область слабой чувствительности боковой рамы к действию продольных и поперечных сил [92]

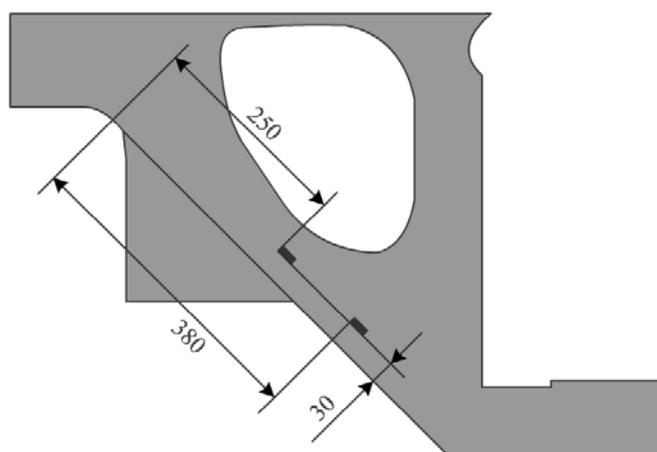


Рисунок 1.5 – Рекомендуемые места установки датчиков на боковой раме тележки для измерения вертикальных сил [92]

Оптимальные области закрепления тензодатчиков расположены между точками 12 и 15 – область 2, а также между точками 24 и 29 – область 3 на рисунке 1.4. Для компенсации деформаций, возникающих при поперечном изгибе боковой рамы, датчики рекомендуется наклеивать с обеих сторон боковой рамы под углом 45° к горизонту. На основе проведенных измерений вертикальных сил авторами вычислены значения коэффициентов запаса устойчивости. Выполнена статистическая обработка вертикальных сил, записанных при помощи стандартной и предлагаемой схем измерения. Установлено, что при измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов с помощью стандартной измерительной схемы коэффициенты вертикальной динамики завышены, а коэффициенты запаса устойчивости вагона занижены.

Работы, связанные с исследованием взаимодействия колеса и рельса, разделяются на две группы. В первой группе используются аналитические и численные методы моделирования. Результаты позволяют определять параметры и характеристики процессов взаимодействия подвижного состава и пути в процессе движения. Ко второй группе относятся экспериментальные исследования, направленные на определение показателей динамики подвижного состава.

В настоящее время применяются два способа размещения измерительной аппаратуры: на подвижном составе и на железнодорожном пути. В работах [26, 27] авторами К.В. Елисеевым, Ю.Г. Исполовым, А.М. Орловым выполнен обзор современных методов определения сил в контакте колеса и рельса, а также авторы предлагают метод, позволяющий получать все компоненты сил и координаты точек контакта при размещении измерительных преобразователей на колесе. Результаты исследования метода показали, что погрешность восстановления значений вертикальной компоненты динамической силы не превышает 5 %. Преимуществом метода является возможность мониторинга работы контролируемого колеса в различных условиях эксплуатации на всем

протяжении пути. Ограниченность такого подхода заключается в том, что для сплошного мониторинга всего подвижного состава необходимо устанавливать измерительную аппаратуру на каждый вагон (колесо) [27].

Для сплошного мониторинга подвижного состава рациональнее размещать измерительную аппаратуру на рельсовом участке пути. Основное ограничение метода связано с необходимостью подготовки специализированных измерительных участков и размещением их на пути. Один из наиболее известных способов измерения сил от колеса на рельс – метод Шлумфа и его модификации связан с вертикальной установкой тензорезисторов на шейке рельса (рисунок 1.6, а). По сумме деформаций с противоположных сторон шейки рельса судят о вертикальной силе, а по разности – об изгибающем моменте.

В работе [119] предлагается использовать результаты измерения деформаций для мониторинга искусственных сооружений, например мостовых конструкций. На подошву рельса устанавливаются пьезоэлектрические преобразователи для регистрации деформаций (рисунок 1.6, б), по значению которых судят об уровне динамических сил.

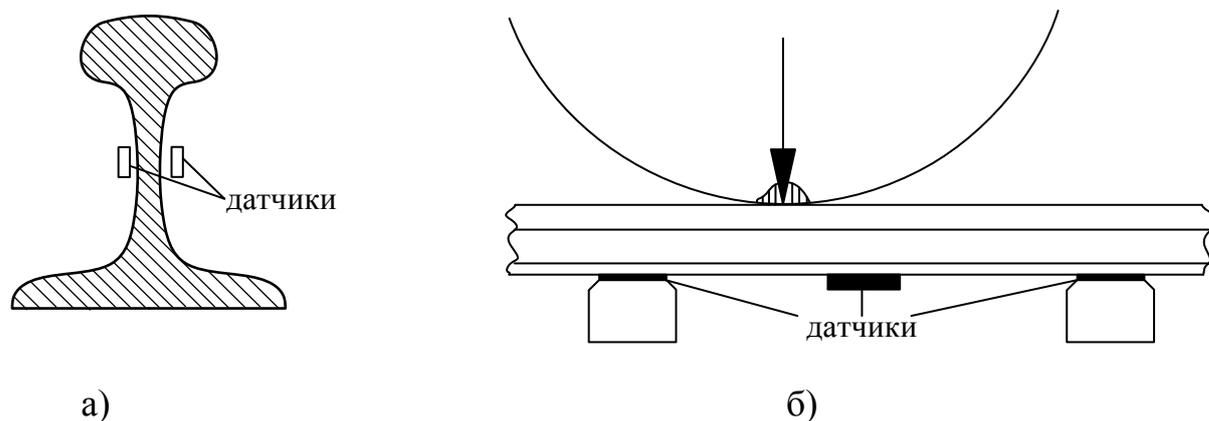


Рисунок 1.6 – Варианты установки тензорезисторов и силоизмерительных датчиков в пути: на шейку (а) [44] и на подошву (б) рельса [119]

Проблемой мониторинга подвижного состава по показателям динамики взаимодействия колес и рельсов в движении в СГУПСе занимаются на протяжении 10 лет. Подробные исследования приведены в работах [7, 8, 62, 63,

79–81] Л.Н. Степановой, С.А. Бехера, С.И. Кабанова, А.С. Кочеткова. Создана аппаратная и методическая основа тензометрического контроля поверхности катания колес грузовых вагонов в движении. Разработаны две быстродействующие тензометрические системы и введен в эксплуатацию действующий диагностический участок пути. Однако некоторые вопросы проработаны недостаточно. В частности, в работах отсутствуют анализ влияния параметров жесткости подрельсового основания на формирование диагностических сигналов, сведения об алгоритмах фильтрации и анализа сигналов, информативных параметрах диагностических сигналов и разработанных программах автоматизированной обработки результатов измерений.

1.2 Анализ современных систем контроля колесных пар вагонов в движении

В настоящее время на отечественных железных дорогах и за рубежом широко используются напольные диагностические комплексы для контроля технического состояния подвижного состава в движении. Для определения динамических характеристик взаимодействия колеса и рельса используются датчики различных типов: акселерометры, динамометры, тензорезисторы, оптические датчики деформаций, пьезоэлектрические датчики, датчики перемещений. Зарубежные и отечественные комплексы основаны на регистрации динамических сил в системе колеса и рельса и ориентированы на обнаружение подвижного состава со сверхнормативным воздействием на верхнее строение пути.

Система Quo Vadis внедрена на железных дорогах Нидерландов. Основная задача, которая решается этой системой, – мониторинг массы подвижного состава. В системе Quo Vadis измерения осуществляются с использованием передовой технологии с применением волоконно-оптических датчиков [110]. По

результатам испытаний системы Quo Vadis установлено, что для получения результатов с удовлетворительной достоверностью необходимо и достаточно устанавливать на рельсах четыре датчика, каждый из которых выдает информацию о массе поезда, осевой нагрузке, качестве колес, скорости и числе осей проходящего поезда. В описании системы отмечается, что нагрузки определяются по изгибным деформациям рельса с автоматическим учетом влияния состояния пути (изменения во времени жесткости и демпфирующей способности путевой структуры), а также с коррекцией на влияние соседних колес.

На рисунке 1.7 приведены сигналы, регистрируемые датчиками, установленными на правом и левом рельсах пути при прохождении четырех вагонов. В сигналах наблюдаются пики и колебания, связанные с прохождением колес с дефектами поверхности катания типа «ползун». В программном обеспечении системы предусмотрена компенсация пиков для более точного определения осевых нагрузок (и впоследствии массы поезда). Сигналы не зависят от скорости движения поезда при условии, что она превышает 40 км/ч. Для учета особенностей состояния инфраструктуры в месте расположения датчиков они автоматически калибруются при прохождении «эталонной» единицы подвижного состава, например локомотива определенной серии, имеющего заведомо известную массу.

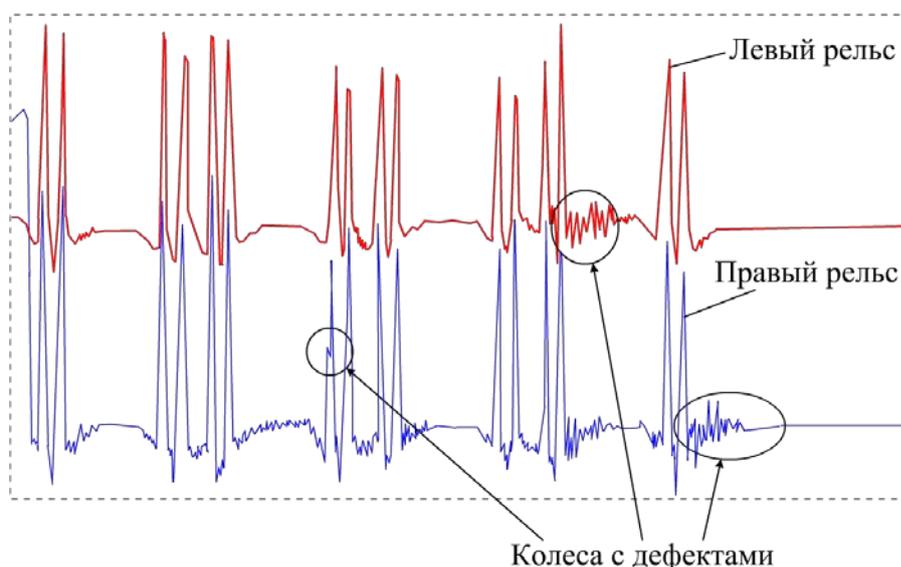


Рисунок 1.7 – Диагностические сигналы в системе Quo Vadis [112]

Внедрение системы Quo Vadis и ее работа в течение нескольких лет позволили компаниям – собственникам подвижного состава накопить значительный опыт эксплуатации. Возможности системы Quo Vadis ограничены и направлены на измерение нагрузок от подвижного состава на путь. Система не предусмотрена для использования ее в качестве инструмента для выявления и оценки параметров дефектов поверхности катания колес, других неисправностей подвижного состава. Кроме этого, использование системы Quo Vadis существенно ограничено диапазоном применяемых скоростей свыше 40 км/ч.

На железных дорогах Германии разработана и широко применяется диагностическая система Lasca [114, 115], которая так же выполняет весоизмерительную функцию. В качестве измерительных преобразователей в системе используются волоконно-оптические датчики (рисунок 1.8). Измерительный участок состоит из шести пар лазерных датчиков, установленных между шпалами (рисунок 1.9). При расстоянии между центрами шпал 600 мм чувствительная длина измерительного участка составляет 3 600 мм.



Рисунок 1.8 – Фотография лазерного датчика измерительной системы Lasca [115]

Для измерительного участка система обеспечивает возможность контроля полностью всей поверхности катания колес (длина поверхности катания составляет примерно 3 000 мм и зависит от износа обода колеса). В первичных

сигналах системы содержится значительное количество информации, в том числе о месте прохождения поезда, дате и времени, номере поезда, скорости, направлении, общем количестве осей, длине поезда, его общей массе, состоянии узлов вагонов.

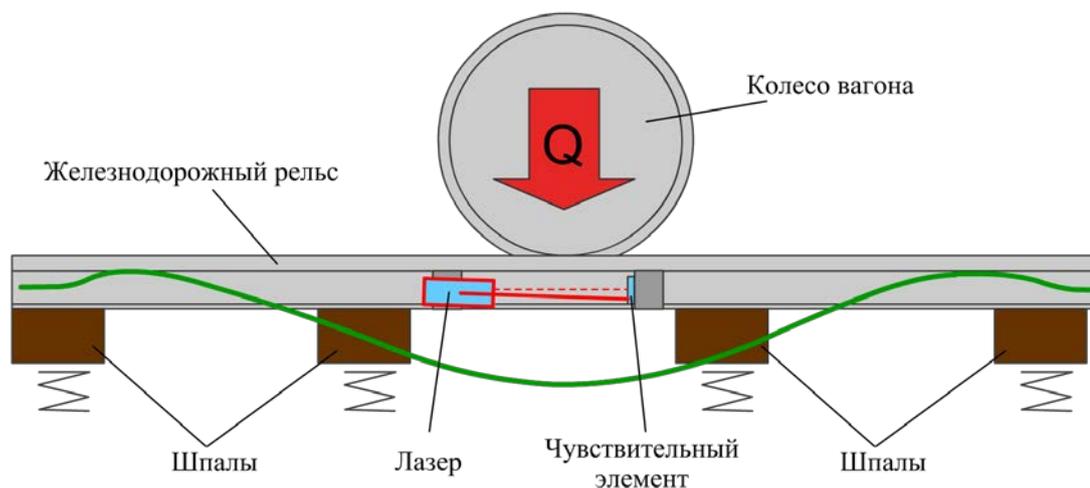
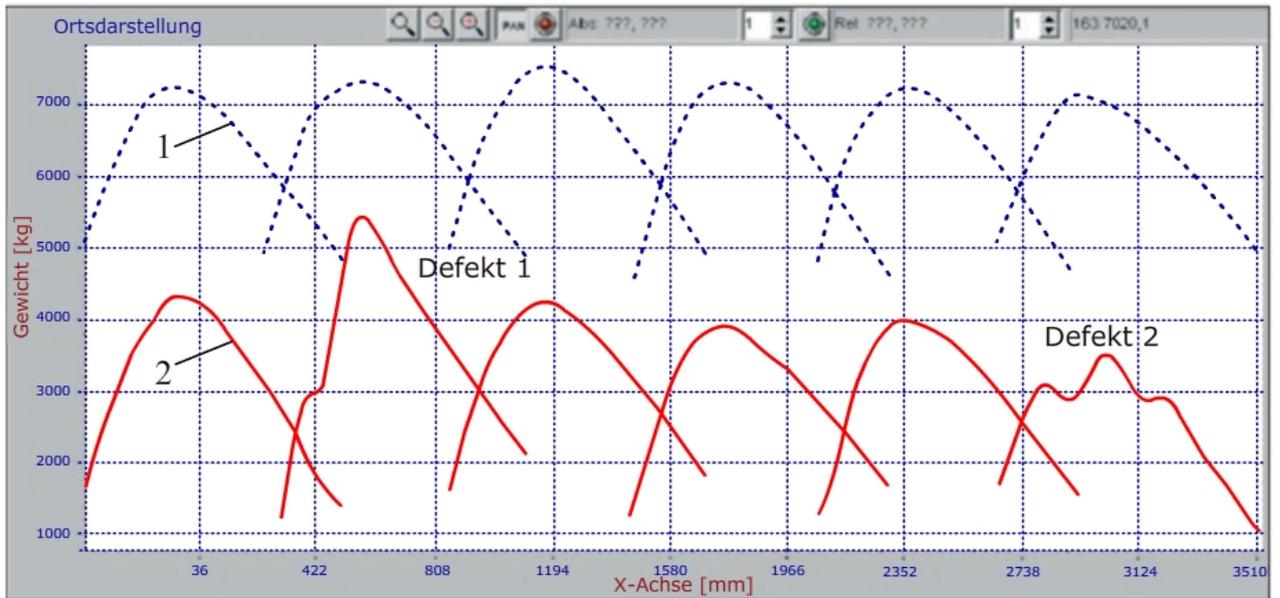


Рисунок 1.9 – Схема измерения вертикальной нагрузки системой Lasca [115]

Информативной частью сигнала, характеризующей динамику взаимодействия колеса и рельса, является часть сигнала на интервале времени, когда колесо непосредственно проходит над датчиком. На рисунке 1.10 представлены сигналы от проезда колеса над шестью датчиками с правого и левого рельсов. Длина чувствительной зоны (информативной зоны) составляет 0,9 м. На рисунке 1.10 представлены только информативные сигналы, которые можно каким-либо образом интерпретировать. Линия поз. 1 показывает сигналы с датчиков, расположенных на левом по ходу движения поезда рельсе, а красная линия (поз. 2) – на правом.

Сигналы с датчиков левого колеса (поз. 1 на рисунке 1.10) характерны для ситуации, в которой отсутствуют дефекты поверхности катания. На второй линии поз. 2 на рисунке 1.10 наблюдаются отклонения (позиции Defekt 1 и Defekt 2) от нормального качения колеса, связанные с прокатыванием по дефектам поверхности катания.



Ortsdarstellung – представление сигнала, Gewicht – вес,
 X-Achse – ось X, Defekt – дефект (перевод с немецкого языка)

Рисунок 1.10 – Первичные сигналы системы Lasca [115]

Двойные пики, которые зарегистрированы на втором и шестом датчиках, сигнализируют о нарушении округлости колеса, что свидетельствует о дефектах типов: ползун, выщербина, навар. Различные значения амплитуды пиков на датчике свидетельствуют об эксцентricности колеса.

При обнаружении дефектных колес вагоны направляются в депо для проведения подтверждающего измерительного контроля, по результатам которого принимают решение о браковке колеса. Система Lasca на основе первичной информации выдает четыре вида тревоги: зеленая, желтая, красная и фиолетовая. При сигнале «Фиолетовая тревога» колесо содержит предельно опасный дефект и поезд немедленно останавливается. Таким образом, система позволяет обнаруживать и классифицировать дефекты на четыре группы по степени опасности. Ограниченность системы связана с отсутствием количественных, метрологически обеспеченных измеряемых параметров динамических сил и/или размеров дефектов поверхности катания.

Система Wheel Condition Monitor (WCM) разработана в Австралии и предназначена для обнаружения дефектов поверхности катания колес вагонов

[122]. Система реализует функции контроля на скорости движения поезда от 25 до 130 км/ч с разрешающей способностью по расстоянию 5 мм. В программном обеспечении системы WCM реализована функция анализа первичных сигналов с датчиков и прогнозирования развития дефектов поверхности катания. Результаты работы системы используются для управления ограничением скорости движения поездов.

Диагностическая система Multirail WheelScan (Германия) используется для контроля поверхности катания колес железнодорожного подвижного состава. Системы данного типа установлены как на главные, так и на второстепенные пути. В процессе эксплуатации установлено, что высокая экономическая эффективность напольных диагностических систем достигается на путях со значительным грузопотоком.

Система Multirail WheelScan (рисунок 1.11) позволяет во время движения поезда проводить диагностику колесных пар, а также идентифицировать подвижной состав, который из-за сверхнормативной загрузки или динамических сил способен нанести повреждения инфраструктуре.

При движении состава по диагностическому участку система определяет отклонения профиля колеса от окружности, динамические силы по колесам, тележкам, вагонам. В программном обеспечении предусмотрены функции определения номера вагона, сохранения всех результатов диагностики в память компьютера, распечатки диагностических данных, их визуализации в специализированной подпрограмме. Система проводит контроль нагрузки от вагонов, осей и колес, а также идентифицирует нагрузку в вагоне справа – слева и спереди – сзади. После прохода поезда все данные передаются непосредственно в систему управления движением. Система позволяет подключать внешние диагностические комплексы для идентификации вагонов.



Рисунок 1.11 – Фотография диагностического оборудования системы Multirail WheelScan [122]

Система Multirail WheelScan применяется для автоматизации контроля железнодорожного подвижного состава, динамических сил и их распределения на основе измерения сил реакции шпал, тензодатчиков и вибродатчиков. Особенностью системы является использование специализированных весоизмерительных шпал, устанавливаемых вместо стандартных, на диагностическом участке пути (см. рисунок 1.11). Измерительная технология Multirail позволяет регистрировать нагрузки, которые действуют между рельсом и колесом. На основании этого определяются дефекты, критические для подвижного состава и верхнего строения пути. Определение веса вагона и его распределение между осями позволяет проводить мониторинг работы грузоотправителей.

Опыт использования системы Multirail WheelScan показал, что ее применение позволяет обнаруживать вагоны, которые могут привести к повреждению железнодорожного пути вследствие перегрузки или из-за сверхнормативных динамических сил, вызванных дефектами поверхности катания.

В США разработана диагностическая система Wheel Impact Load Detector (WILD) [111]. Фотография измерительного оборудования системы WILD представлена на рисунке 1.12. Измерительный участок общей длиной 16 м монтируется непосредственно на пути над 25 шпалами. Конструктивно он состоит из трех измерительных зон: центральной и двух боковых. Расстояние между зонами ограничивается тремя шпалами, протяженность боковых зон составляет шесть, а центральной зоны – семь шпал. На шейку рельса в проекции между шпалами устанавливается восемь тензорезисторов, которые затем соединяются в мостовую схему. Тензорезисторы расположены на рельсе таким образом, чтобы выходной сигнал был пропорционален вертикальной силе, передаваемой от колеса на рельс. Усиленный и оцифрованный сигнал с выхода мостовой схемы передается в центральный процессор системы. При проходе поезда через измерительную зону система регистрирует сигналы, и в случае превышения заданного порогового уровня направляется сообщение в центр управления движением [108, 116].

Лабораторные и полевые испытания данной системы показали минимальную чувствительность к боковым воздействиям колеса на рельс. Выходной сигнал от колеса, не обладающего дефектами поверхности катания и совершающего оборот в зоне установки тензорезисторов, имеет трапецевидную форму с достаточно однородной чувствительностью. На выходной сигнал оказывает влияние скорость движения, частотная характеристика системы «колесо-рельс-подрельсовое основание», которая зависит от приведенной массы рельса и динамической жесткости пути. Амплитуда выходного сигнала функционально связана с изменением массы состава, вызванным неровностями колеса и рельса, а также динамикой вагона. Зона чувствительности одной группы тензодатчиков составляет 20 см.

Система WILD работает в диапазоне скоростей от 40 до 300 км/ч с разрешающей способностью при измерении вертикальных сил, равной 40 Н. При эксплуатации системы на железных дорогах выяснилось, что длинные

неровности на колесах на высоких скоростях являются причиной наибольшего динамического воздействия. Данные дефекты практически не выявляются при визуальном осмотре.



Рисунок 1.12 – Фотография измерительного участка системы WILD [116]

На железных дорогах Финляндии применяется диагностическая система ScalexWild, основанная на измерении и анализе деформаций рельса и предназначенная для обнаружения выбоин на поверхности катания колеса [116]. В процессе движения железнодорожного подвижного состава по диагностическому участку регистрируются статические и динамические силы от колеса на рельс. Одновременно измеряется скорость вагона. Пользователь в зависимости от решаемых задач может настраивать уровни тревоги: перегрузка, неравномерное распределение нагрузки между различными сторонами вагона, предельные характеристики набора скорости и торможения во время измерения. Система регистрирует и сохраняет следующие данные: ударная нагрузка от колеса, дата обнаружения, время обнаружения, направление движения, скорость поезда, тип поезда, номер вагона (обычно серийный номер), номер тележки, номер оси.

Все измерения выполняются с погрешностью 2 % от общей массы, или 4 % от массы оси, или 10 % от динамической нагрузки на скорости от 15 до 150 км/ч. Обработка результатов измерений занимает продолжительное время и

выполняется в формате постобработки. Первые результаты появляются на сервере через 30 с после прохождения последнего вагона по диагностическому участку. Система предназначена для контроля поездов с максимальной нагрузкой на ось 40 т. Установка системы может быть выполнена на рельсы с любым стандартизированным профилем на участке пути с железобетонными или деревянными шпалами. Система функционирует в диапазоне температур от -40 до $+60$ °С.

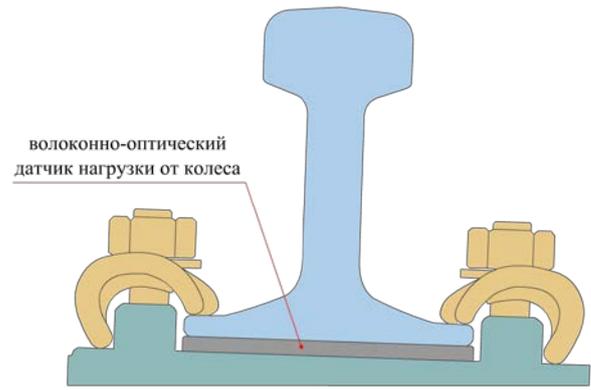
В Испании, Франции, Южной Кореи, Литве, Германии, Австрии, Индии для своевременного обнаружения подвижного состава с дефектами поверхности катания колеса используется система Sensorline [112]. Опыт использования системы на сети железных дорог показал, что ее внедрение позволило уменьшить затраты, связанные с износом подвижного состава и железнодорожного полотна, шум и вибрацию, повысить уровень комфорта при пассажирских перевозках.

В системе используются встраиваемые датчики на основе волоконно-оптической технологии для измерения силы, передаваемой от колеса на рельсы (рисунок 1.13). Толщина датчиков системы Sensorline позволяет устанавливать их вместо стандартной резиновой подкладки. При прохождении колеса над датчиком, увеличиваются силы реакции в системе «рельс – шпала», что вызывает деформацию датчика. Измеренные значения интерпретируются программным обеспечением в течение нескольких секунд, локализуя дефективные колеса, и передаются в базу данных. Данные о дефектных колесах и их месте расположения в поезде передаются в пункт диспетчерского контроля по линии передачи данных.

Длина измерительного участка системы Sensorline составляет от 4,2 м до 7,8 м. Для повышения достоверности контроля в системе предусмотрена возможность увеличения длины участка. Колесо в процессе контроля совершает два и более оборота. Система способна работать на скоростях от 35 до 350 км/ч, однако минимальная погрешность измерения 3 % достигается при скорости движения состава до 60 км/ч.



а)



б)

Рисунок 1.13 – Фотография волоконно-оптического датчика системы Sensorline (а) и схема его установки (б) [116]

Система Gotcha [116] разработана при сотрудничестве голландских фирм NedTrain и Vaas и шведской фирмы TagMaster, она позволяет регистрировать силовое воздействие колеса на рельс. Аппаратная часть системы разработана фирмой NedTrain Consulting. На начальном этапе в программе ADAMS выполнено математическое моделирование различных дефектов колеса и оценено их воздействие на рельс. На основе полученных данных разработаны специализированные датчики. Измерение некруглостей колеса основано на измерении изгиба рельса в вертикальной плоскости. На рисунке 1.14 изображены две модели этих датчиков (старая и усовершенствованная). Чувствительный элемент (волоконно-оптический преобразователь) изгибается в той же степени, что и железнодорожный рельс. Измерения проводятся на частоте 1 кГц. Заявленная разработчиком разрешающая способность системы составляет 0,5 мм. Система Gotcha эксплуатируется в Нидерландах уже десять лет, и в настоящее время на железных дорогах установлено 42 системы.

В нашей стране одной из первых систем контроля колес в движении является Детектор дефектных колес (ДДК), разработанный специалистами АО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта». Аппаратура относится к напольным средствам автоматизированной диагностики

технического состояния вагонов на ходу поезда и предназначена для выявления колесных пар с дефектами на поверхности катания.

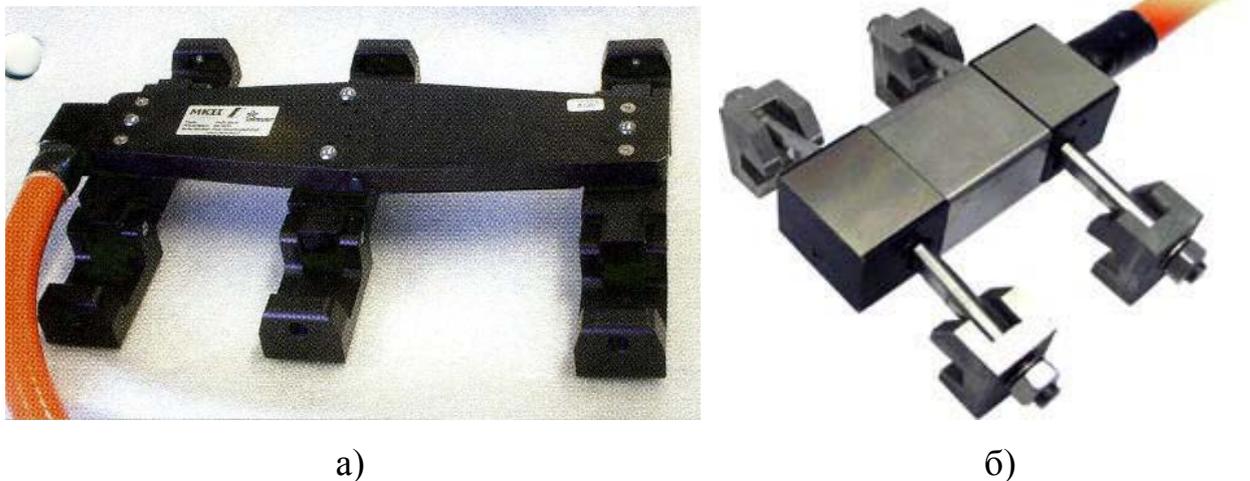


Рисунок 1.14 – Старая (а) и усовершенствованная (б) модель датчика отклонения рельса системы Gotcha [116]

Работа системы основана на измерении тензометрическими датчиками вертикальных сил, действующих между колесом и рельсом при их динамическом взаимодействии, и сравнении измеренных значений с допустимыми уровнями сил. Сведения о наличии в составе поезда вагонов с дефектами передаются на ПТО оператору [5, 34].

В 2010 году специалистами Санкт-Петербургского филиала ОАО «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт информатизации, автоматизации и связи на железнодорожном транспорте» на Октябрьской железной дороге установлена и введена в эксплуатацию система контроля вертикальных динамических нагрузок (СКВДН), предназначенная для обнаружения дефектов поверхности катания колесных пар (рисунок 1.15). Реализованные алгоритмы обработки измерений, производимых с помощью волоконно-оптических датчиков, позволяют устойчиво выявлять такие виды дефектов, как ползуны, выщербины и навары. Информация о выявленных дефектах, уровень сигнала от которых превышает порог «тревоги», передается осмотрщикам вагонов, которые оценивают величину дефекта и принимают

решение об отцепке и выкатке грузовых вагонов. Данные о дефектах заносятся в базу данных с привязкой к идентификационному номеру вагона. Волоконно-оптические датчики СКВДН регистрируют колебания, распространяющиеся вдоль рельсов.



Рисунок 1.15 – Фотография контрольного участка системы СКВДН на перегоне

Отдельное направление работ связано с регистрацией акустических сигналов, распространяющихся от ударного воздействия колеса по рельсу в воздушной среде. В общем случае задача обнаружения дефектов поверхности катания по результатам анализа акустических сигналов разделяется на следующие подзадачи:

- обнаружение дефекта;
- определение дефектной колесной пары (сторона вагона по ходу движения состава, номер вагона и порядковый номер дефектной оси в составе);
- количественная оценка параметров дефекта поверхности катания.

Первые две подзадачи могут быть решены даже «на слух» опытным работником ПТО, встречающим состав на подходе к станции. Интенсивное развитие компьютерной техники и методов цифровой обработки сигналов создали предпосылки для создания систем дистанционного обнаружения дефектов

поверхности катания с возможностью постоянного и полного контроля всех составов, проходящих по измерительному участку. На железной дороге используются системы акустического контроля дефектов буксовых узлов – посты акустического контроля, аппаратная часть которых может быть использована и для обнаружения дефектов поверхности катания. Однако широкого применения акустический метод контроля колес вагонов в движении ни в нашей стране, ни за рубежом не получил.

Отличительной особенностью описанных в литературе диагностических систем является прагматический подход к решению задачи контроля колесных пар вагонов в движении. Эффективность работы систем оценивается по результатам, таким как снижение отцепок вагонов по температуре нагрева букс, снижение уровня шума, уменьшение отказов верхнего строения пути. В научных работах опубликованы сведения более чем о 10 системах диагностики. При этом отсутствуют метрологические характеристики, позволяющие объективно сравнить эти системы, не приводятся информация о распределениях обнаруживаемых дефектов по размерам и по показателям динамики, метрологическом обеспечении систем, зависимости результатов контроля от осевой нагрузки и скорости.

На железных дорогах РФ действуют два основных документа, устанавливающих требования к ходовым частям вагонов: ПТЭ [67], в которых описаны требования к размерам дефектов, и ГОСТ Р 55050 [19], в котором регламентировано силовое воздействие от подвижного состава на путь. Обоснованная отцепка вагона от грузового поезда может производиться только на основании достоверных результатов измерений, полученных по аттестованным методикам и с использованием средств измерений, зарегистрированных в государственном реестре и прошедших испытания в установленном порядке. Создание таких систем требует разработки методик, средств контроля, включающих в себя как аппаратную, так и программную части на основании научных исследований. При этом должны быть учтены все влияющие факторы,

такие как конструкция и состояние верхнего строения пути, особенности движения колесной пары.

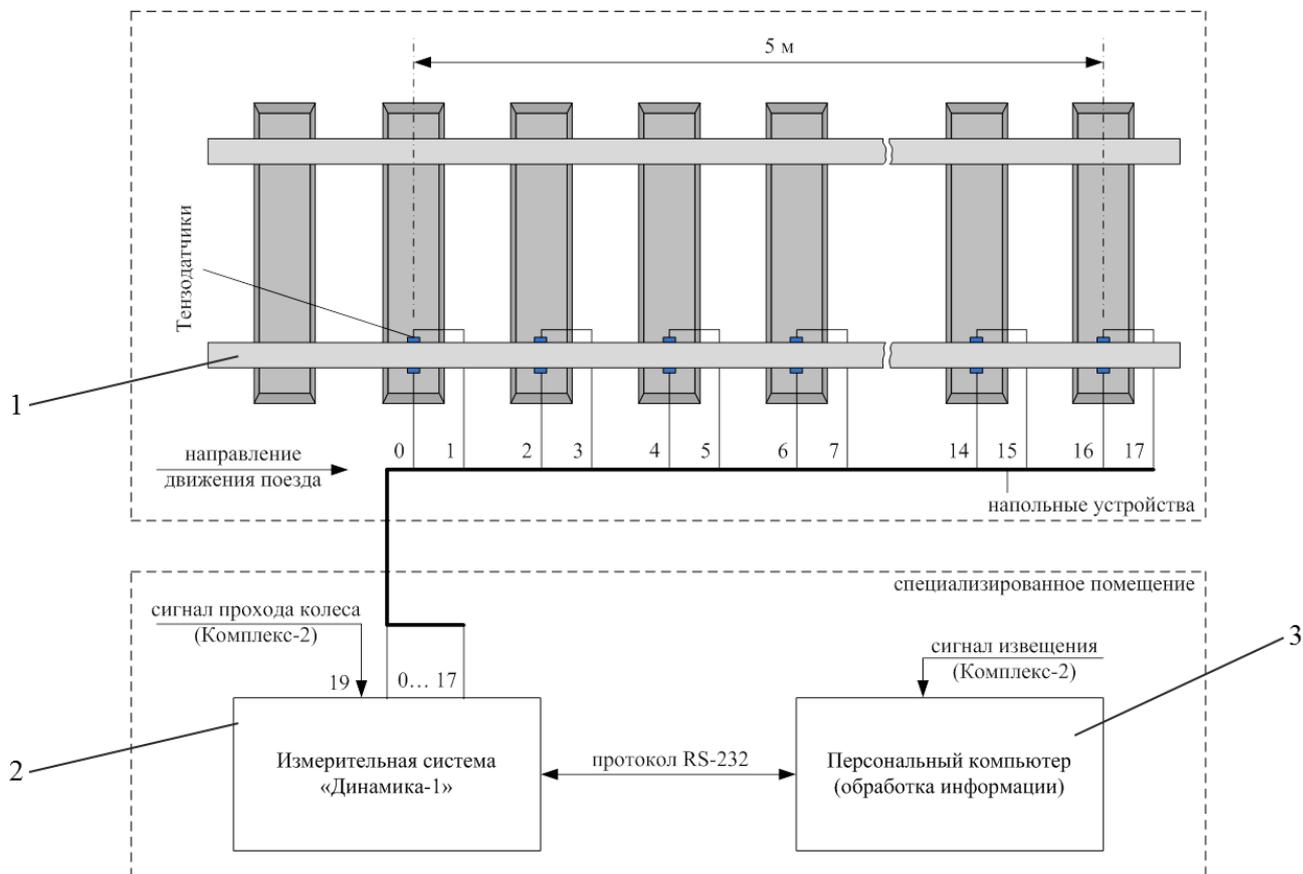
В СГУПС с 2009 года совместно с ведущими специалистами ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» и ООО «ТрансТех» проводятся научные исследования, направленные на разработку методики контроля дефектов поверхности катания колес грузовых вагонов по показателям динамики их взаимодействия с рельсами [7, 8, 62, 63, 79–81]. Разработана быстродействующая с частотой дискретизации до 64 кГц многоканальная (8 каналов на одной плате) тензометрическая система.

На действующем железнодорожном пути создан измерительный участок (рисунок 1.16), на котором наклеены девять пар тензодатчиков. Длина измерительного участка составляет 4,5 м, что позволяет проводить диагностику всей поверхности катания колеса грузового вагона. Тензодатчики наклеены симметрично парами с противоположных сторон шейки рельса и предназначены для измерения вертикальных деформаций над каждой шпалой участка пути. Для реализации такой схемы контроля не требуется изменений в конструкции бесстыкового пути [7, 8]. Сигналы с тензорезисторов регистрируются многоканальной быстродействующей тензометрической системой «Динамика-1». Система зарегистрирована в Государственном реестре средств измерений под номером № 32885-06.

Выполнены исследования упругих явлений в рельсах, возбуждаемых ударным воздействием. Установлено наличие двух основных мод колебаний, связанных с симметричными и асимметричными деформациями. Рассмотрены закономерности формирования мод колебаний, идентификация которых выполнена с использованием коэффициента корреляции. При ударном воздействии на рельс возбуждаются асимметричные колебания с характерной частотой около 1 кГц и временем затухания около 1 мс.

В работах получены оценки погрешности измерения вертикальных сил с использованием тензометрического метода с учетом влияния боковой силы,

эксцентриситета приложения вертикальной силы, жесткости подрельсового основания и точности расположения тензодатчиков на шейке рельса. Показано, что изменение жесткости подрельсового основания на 40 % приводит к погрешности измерения силы на уровне 0,4 %.



1 – рельс; 2 – тензометрическая измерительная система,
3 – персональный компьютер

Рисунок 1.16 – Схема измерительного участка,
разработанного специалистами СГУПС

В реальных условиях жесткость подрельсового основания может изменяться в десятки и сотни раз, поэтому и погрешность может достигать десятков процентов. Для дальнейшего совершенствования технологии контроля необходимы алгоритмы обработки тензометрических сигналов, которые позволили бы скорректировать результаты измерений с учетом параметров подрельсового основания.

Предложена методика обработки тензометрических сигналов для обнаружения дефектов поверхности катания по сигналам асимметричных деформаций и определения порядкового номера колесной пары в поезде. Разработана методика диагностирования в частотном диапазоне до 20 кГц [8]. Экспериментально доказана возможность обнаружения дефектов поверхности катания с минимальной глубиной 0,5 мм.

В выполненных работах недостаточно проработаны вопросы обработки первичных сигналов. Отсутствуют обоснованные информативные параметры сигналов и оценка влияния на них мешающих факторов. Не приведены сведения об алгоритмах уменьшения влияния подрельсового основания на результаты измерения силы и параметров дефектов. В работе [44] приведены статистические данные о результатах контроля более чем 250 колесных пар и при этом отсутствуют сведения о закономерностях изменения статистических распределений в зависимости от порядкового номера колесной пары в тележке и в вагоне, а также закономерности их изменения в зависимости от осевой нагрузки.

Современная аппаратура является цифровой, и, с одной стороны, это позволяет оперативно изменять алгоритмы обработки первичной информации, а с другой – требует затрат ресурсов и времени. Оптимизация алгоритмов обработки для получения результатов контроля в реальном режиме времени или непосредственно после выполнения контроля с требуемым уровнем погрешности и неопределенности является актуальной задачей, эффективное решение которой определяет достоверность результатов контроля.

1.3 Современные методы цифровой фильтрации и анализа диагностических сигналов в условиях ограниченного времени обработки

Обработка измерительной информации, полученной от напольных систем технической диагностики подвижного состава в движении, является комплексной задачей. Для ее решения применяют различные методы фильтрации и

обнаружения сигналов. Исключение или уменьшение помех и шумов из цифровых сигналов, размер которых в исключительных случаях может достигать 1 Гб, требует значительных затрат времени и вычислительных ресурсов. При разработке диагностических систем стремятся обеспечить условия, при которых результат контроля будет получен в режиме реального времени. Необходимость обработки значительных объемов диагностических данных становится общей проблемой для неразрушающего контроля. Это связано с развитием аппаратуры, повышением ее быстродействия, увеличением количества каналов и регистрируемых параметров. В связи с развитием вычислительной техники широко применяются методы цифровой фильтрации сигналов при обработке и анализе диагностических сигналов [24, 42]. В общем случае цифровой обработкой в вычислительной технике принято называть арифметическую обработку последовательности равноотстоящих во времени отсчетов. Такие последовательности называют цифровыми сигналами, которые могут быть одномерными и многомерными. Цифровая обработка может быть выполнена с использованием массово выпускаемых вычислительных средств, например, с использованием современных персональных компьютеров с многоядерным процессором. Современные методы цифровой фильтрации находят применение в области обработки сигналов и информации, например, при обработке звука и изображения, включая их сжатие и кодировку. В области цифровой связи цифровыми методами выполняется модуляция и демодуляция данных для передачи по каналам связи.

Цифровая обработка, в отличие от аналоговой, традиционно используемой во многих радиотехнических устройствах, является экономически более целесообразным способом достижения результата и обеспечивает более высокую точность, миниатюрность и технологичность, температурную стабильность. Для обработки первичных сигналов диагностических систем необходимо привлекать положительный опыт применения цифровых методов, полученный в других более развитых областях.

При обработке цифровых сигналов радиолокатора используются алгоритмы цифровой фильтрации и спектрального анализа, быстрое преобразование Фурье (БПФ), алгоритмы корреляционного анализа, обратной свертки, специальные алгоритмы линейного предсказания [78]. В системах работы со звуком цифровая обработка сигналов решает задачи анализа, распознавания и синтеза речи, сжатия речи в системах телекоммуникации [2, 6]. Для систем обработки изображений типовыми задачами являются улучшение изображений, сжатие информации для передачи, хранения и распознавания образов. При обработке цифровых звуковых сигналов используются алгоритмы цифровой фильтрации и спектрального анализа, алгоритмы корреляционного анализа, обратной свертки, специальные алгоритмы линейного предсказания [13, 14]. В большинстве задач удовлетворительные результаты обеспечивает формат данных с фиксированной запятой, длина слова в которых составляет 16 бит. Для сигналов с частотой от 4 до 20 кГц (до 40 кГц при обработке музыки) требуется производительность до 10^6 операций в секунду (10 MIPS).

К характерным функциям алгоритмов, используемых в системах обработки изображений, относятся: восстановление и улучшение изображений с помощью инверсной свертки, обработка массивов отсчетов с помощью алгоритмов быстрого преобразования Фурье. При восстановлении трехмерной структуры объектов, получаемых методами проникающего излучения в дефектоскопии и медицинской интроскопии, применяются методы пространственно-частотной фильтрации [10]. Другой класс алгоритмов – преобразование контрастности, выделение контуров, статистическая обработка изображений [15]. Для сжатия информации наиболее эффективны ортогональные преобразования Фурье, Адамара и Уолша. Требуемая производительность по разным оценкам составляет от 100 до 1000 MIPS, а объем массивов данных – от 10^5 до 10^6 отсчетов.

Одним из первых методов обработки цифровых сигналов является спектральный анализ. Спектр – это представление зависимости амплитуды от частоты составляющих гармоник сигнала. Спектральное представление данных

сегодня стало всеобщим при анализе сигналов. Периодические явления характеризуются тем, что через определенный промежуток времени, называемый периодом T , значение периодической величины возвращается к своему прежнему значению, что математически эквивалентно записи:

$$X(t+T) = X(t), \quad (1.1)$$

где T – период периодического процесса;

$X(t)$ – значение функции X периодического процесса в момент времени t ;

$X(t+T)$ – значение функции X периодического процесса в момент времени $t+T$.

Простейшей периодической функцией является тригонометрическая:

$$X(t) = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \alpha), \quad (1.2)$$

где A – амплитудный коэффициент;

$X(t)$ – значение периодической функции в момент времени t ;

ω – частота периодического процесса;

α – начальная фаза периодического процесса.

Спектральный анализ позволяет выделить в периодическом сигнале (1.2), в соответствии с преобразованием Фурье, зависимость амплитуды от частоты (рисунок 1.17).

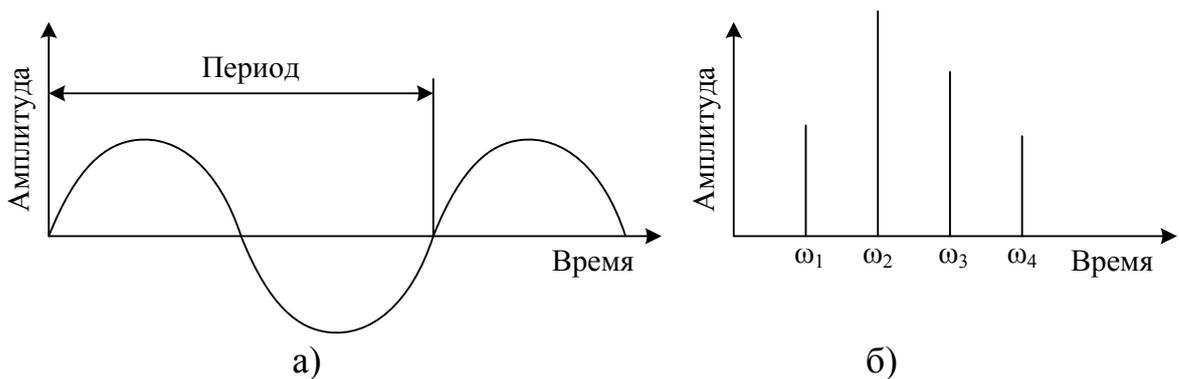


Рисунок 1.17 – Периодический сигнал (а) и амплитудно-частотное представление сигнала (б) [75]

Как известно, любую периодическую функцию можно представить в виде суммы периодических синусоидальных функций кратного периода:

$$X(t) = A_0 + A_1 \sin(\omega t + \alpha_1) + A_2 \sin(\omega t + \alpha_2) + \dots = A_0 + \sum A_k \sin(k\omega t + \alpha_k) \quad (1.3)$$

где $X(t)$ – значение функции в момент времени t ;

$1 \cdot \omega \dots k \cdot \omega$ – частоты периодических функций;

$\alpha_1 \dots \alpha_k$ – начальные фазы каждой периодической функции;

$A_1 \dots A_k$ – амплитудные коэффициенты каждой периодической функции.

Для определения коэффициентов A_k в выражении (1.3) используется метод Эйлера – Фурье, состоящий в интегрировании заданной функции в промежутке $[-\pi, +\pi]$. Базовой операцией, выполняемой над последовательностями отсчетов, является прямое и обратное преобразования Фурье, которое позволяет осуществить перенос сигнала из амплитудно-временной области в представление амплитуда-частота и обратно. Цифровые методы позволяют выполнить данную операцию на основе прямого преобразования Фурье (1.4), позволяющего произвольную периодическую непрерывную функцию $\bar{f}(t)$ представить в виде:

$$\bar{f}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-ix\omega} dx. \quad (1.4)$$

Обратное преобразование представляется в виде:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \bar{f}(\omega) e^{ix\omega} d\omega. \quad (1.5)$$

При выполнении данного преобразования цифровыми методами интегрирование по всему диапазону заменяется суммированием – обычной для вычислительной техники операцией.

Дискретный аналог, то есть дискретное преобразование Фурье (ДПФ) прямое (1.6) и обратное (1.7), аналогично (1.4) и (1.5), имеет вид:

$$X_k = \sum_{n=0}^N x_n e^{-\frac{2\pi i}{N} kn} \quad (1.6)$$

при $k = 0, \dots, N-1$;

$$x_n = \sum_{k=0}^{N-1} X_k e^{\frac{2\pi i}{N} kn} \quad (1.7)$$

при $n = 0, \dots, N-1$.

Приемы, позволяющие сократить объемы требуемых вычислений, известны как быстрое преобразование Фурье – БПФ. Сущность метода заключается в том, что при суммировании некоторого ограниченного временного интервала отсчетов в силу периодичности последовательность N точек может быть выражена через подпоследовательность $N/2$ точек, причем процедура может быть применена рекурсивно [49].

Метод, отражающий степень совпадения двух функций, называется корреляционным анализом [88]. Для цифровой обработки интересен анализ данных двумерной матрицы, представляющей, предположим, след-картинку одного кадра в определенный момент времени.

На данной картинке-матрице определяется глобальная корреляционная функция, аналогичная одномерной. Поскольку операция выполняется над дискретными данными, интегрирование заменяется суммированием [25]. Таким образом, функция корреляции $Y(m, n)$ записывается в следующем виде:

$$Y(m, n) = \sum_{k=0}^{m-1} \sum_{l=0}^{n-1} x(k, l) \cdot h(m - k, n - l), \quad (1.8)$$

где $Y(m, n)$ – значение глобальной корреляционной функции в точке с координатами m и n ;

(x, h) – двумерная случайная величина.

Функция корреляции широко используется в цифровой обработке, например, для определения момента начала записи камерами слежения при смене статической картинки – появлении объекта в зоне контроля [54].

Простейшим примером цифровой обработки на основе использования преобразования Фурье является фильтрация по частоте входного сигнала. Данную операцию традиционно выполняют аналоговым методом с использованием радиотехнических средств.

Ниже приведена схема фильтрации аналогового сигнала (рисунок 1.18), выполняемая после аналого-цифрового преобразования и предварительной аналоговой низкочастотной фильтрации цифровыми методами с последующим обратным преобразованием в аналоговый вид [36, 75].



Рисунок 1.18 – Схема фильтрации аналогового сигнала

Суть цифрового преобразования (рисунок 1.19) при фильтрации состоит в исключении вычислительными методами определенных гармоник. Поступающий на вход каскада сигнал $X(N)$ сдвигается на один такт, умножается на заранее рассчитанный коэффициент $C(k)$, определяющий полосу пропускания фильтра, и затем суммируется с накоплением результата.

Применение цифровой обработки в данном случае позволяет гибко изменять полосу пропускания программными методами, обеспечивает технологичность и температурную стабильность, недостижимую аналоговыми методами.

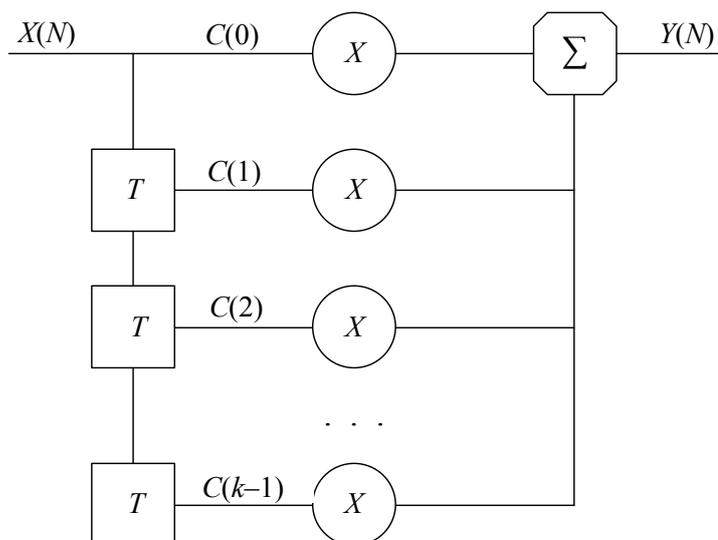


Рисунок 1.19 – Схема цифровой фильтрации сигнала

Альтернативой линейным фильтрам являются нелинейные фильтры, использующие, как и преобразование Фурье, разложение сигнала на базисные функции, имеющие, в отличие от тригонометрического базиса преобразования Фурье, конечную область определения. Такими функциями являются вейвлеты. Применение вейвлетов позволяет исследовать рассматриваемый сигнал, используя сжатые и сдвинутые базисные функции, и в некоторых случаях дает существенные преимущества по сравнению с линейными фильтрами. Доказано, что произвольную функцию можно представить в виде суперпозиции вейвлетов. Существуют устойчивые численные алгоритмы расчета коэффициентов при таком разложении [28].

При практической реализации вейвлет-анализа непрерывное вейвлет-преобразование заменяется на дискретное. Правильная дискретизация с учетом как шага дискретности измерений сигнала, так и объема получаемого множества данных, на котором задан базисный вейвлет, позволяет значительно (на несколько порядков) ускорить вычисление полного набора вейвлет-коэффициентов. Дискретность исходных данных явилась также поводом для разработки многих типов дискретных вейвлетов, среди которых наиболее широко применяются вейвлеты Добеши [23].

Задача анализа сигнала, искаженного аддитивной помехой, состоит в том, чтобы пропустить сигнал через фильтр, который подавляет помеху, и оставить полезный сигнал без изменений. Фильтры, используемые для решения таких задач, могут иметь как постоянные, так и адаптивные параметры. В случае использования фильтров с постоянными параметрами необходимо располагать априорными сведениями о сигнале и помехе, в то время как адаптивные фильтры обладают свойством автоматически перестраивать свои параметры в зависимости от результатов их применения. Адаптивная фильтрация может быть использована для очистки данных от помех и шумов, спектр которых перекрывается со спектром полезных сигналов, а также в случаях, когда полоса помех и шумов

неизвестна, переменна и не может быть задана априори для расчета параметрических фильтров.

Особенности реализации алгоритмов адаптивной фильтрации сигналов рассматриваются в [22]. В статье приводятся алгоритмы адаптивных фильтров, которые способны автоматически подстраиваться под статистические свойства исходного сигнала. Адаптивная фильтрация решает задачу уменьшения ошибки воспроизведения исходного сигнала. На вход поступает диагностический сигнал $y(t)$ и сглаживается дискретным фильтром, на выходе появляется сигнал $y'(t)$ (рисунок 1.20). Этот сигнал сравнивается с эталонным сигналом $d(t)$, а разность между сигналами $e(t)$ составляет сигнал помехи. На каждом шаге фильтрации алгоритм адаптации анализирует сигнал ошибки $e(t)$ и дополнительные данные $d(t)$ и корректирует параметры фильтрации исходного сигнала $y(t)$.

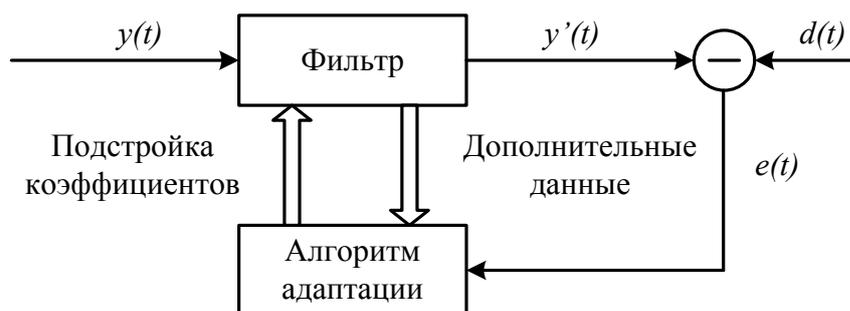


Рисунок 1.20 – Обобщенная схема адаптивного фильтра

Адаптивные фильтры являются нелинейными устройствами, так как их параметры меняются в процессе фильтрации [75]. Однако на каждом шаге адаптивный фильтр может являться линейным, так как обеспечивает линейную зависимость между исходным и отфильтрованным сигналом. Эта зависимость определяется некой функцией и набором весовых коэффициентов. Адаптивный алгоритм фильтрации – это итеративная процедура нахождения весовых коэффициентов. Причем шаг итерации совпадает со временем дискретизации исходного сигнала. На каждом шаге фильтрации адаптивный алгоритм находит новые весовые коэффициенты путем положительного или отрицательного

приращения к предыдущим значениям. К общеизвестным алгоритмам адаптивной фильтрации относятся LMS, RLS и алгоритм Калмана.

Фильтрации и обработке аналоговых и цифровых сигналов посвящено большое количество как фундаментальных, так и прикладных исследований. Выбор метода фильтрации сигнала зависит от параметров сигнала, а также от уровня среды, в которой будет проводиться анализ и фильтрация сигнала. Особенностью диагностических сигналов, регистрируемых при тензометрическом контроле колес железнодорожных транспортных средств в движении, является их существенно непериодический характер [40], наличие импульсных составляющих, связанных с дефектами поверхности катания и помехами. Измерения выполняются при значительном усилении, поэтому в сигналах присутствует непрерывный шум, кроме того, имеются низкочастотные составляющие, связанные с относительно медленным дрейфом нуля. Перечисленные выше помехи требуют разработки алгоритмов сигналов, основанных на фильтрации, в том числе адаптивной, статистической обработки, точечной и интервальной оценки параметров сигналов, корреляции.

Выводы по первой главе

1. Методы тензометрии достаточно подробно исследованы и широко применяется при проведении научных исследований, испытаниях и технической диагностики. В промышленных условиях применение тензорезисторов является наиболее оптимальным способом измерения деформаций. В настоящее время разработаны быстродействующие микропроцессорные тензометрические системы, обеспечивающие выполнение измерений с пределом допускаемой погрешности 0,1 % и частотой дискретизации до 64 кГц.

2. Современные системы контроля подвижного состава основаны на микропроцессорной технике, которая позволяет сохранять первичные сигналы и проводить их цифровую обработку. Диагностические системы включают в себя различные типы преобразователей: тензодатчики, динамометры, акселерометры,

оптические датчики. Для обнаружения дефектов поверхности катания наилучшие результаты позволяют получить тензометрические преобразователи, которые используются для измерения деформаций рельса, по которым косвенным методом определяют вертикальную силу воздействия колеса на рельс.

3. Отдельные вопросы создания диагностических систем проработаны недостаточно, в частности, отсутствуют сведения о выборе комплекса информативных параметров сигналов для оценки характеристик обнаруживаемых дефектов. Необходима разработка алгоритмов и программ обработки сигналов для исключения мешающих факторов и исследования по оценке их влияния на информативные параметры сигналов.

4. При разработке систем диагностики подвижного состава в движении анализ и интерпретации результатов контроля должны выполняться в условиях ограниченного времени и ограниченных вычислительных ресурсов. Методы цифровой обработки должны обеспечивать решение диагностической задачи на применяемых в тензометрических системах вычислительных ресурсах. Современные методы цифровой обработки позволяют решать задачи фильтрации и обнаружения сигналов, при этом выбор одного метода или группы методов зависит от условий решаемой задачи, выделенных вычислительных и временных ресурсов.

2 Методика измерения вертикальной силы от колеса на рельс в условиях неопределенности состояния подрельсового основания

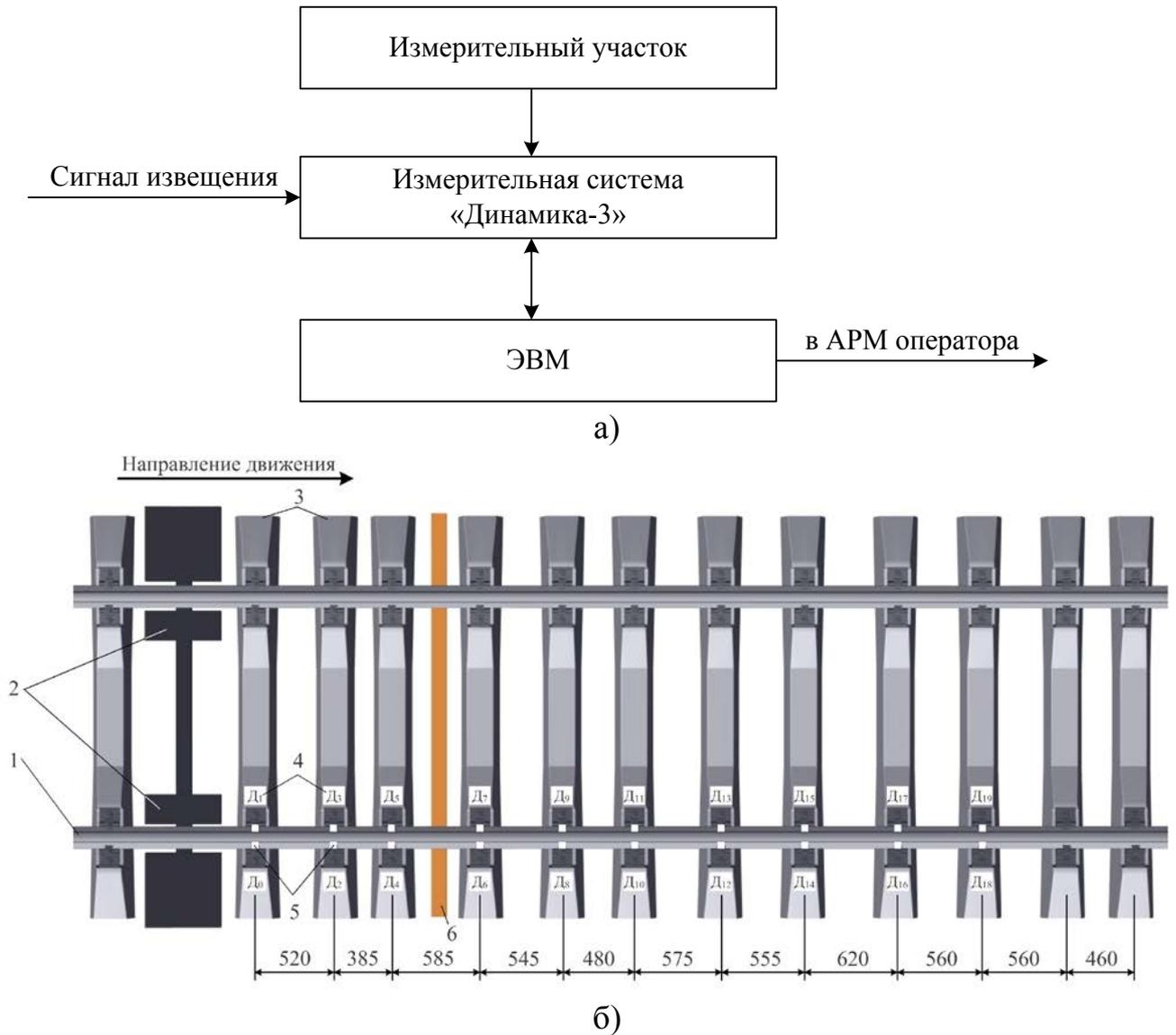
2.1 Экспериментальные исследования деформаций рельса под проходящим поездом

Исследования проводились на диагностическом участке, оборудованном на действующем железнодорожном пути. Длина измерительного участка составляет 5 м (рисунок 2.1). На рельсах на высоте $h = 82$ мм с внутренней и наружной сторон шейки над каждой шпалой наклеивались проволочные тензодатчики с номинальным сопротивлением $R = 200$ Ом. Тензодатчики располагались на шейке рельса симметрично с внутренней и внешней сторон по ходу движения поезда. Предварительно рельс подвергался механической обработке для обеспечения 6-го класса шероховатости ($Ra = 2,5$ мкм; $Rz = 10,0$ мкм). Подготовленная поверхность обезжиривалась с помощью диметилкетона (ацетона). После обезжиривания поверхность установки тензодатчиков размечалась для соблюдения симметричности наклейки. Разметку проводили маркером на спиртовой основе. Закрепление тензодатчиков проводили с помощью цианокрилатного клея.

Синхронизация системы с движением поезда осуществлялась по сигналам извещения (рисунок 2.1, а), которые поступали от napольного средства диагностики «Комплекс-2», разработанного специалистами ООО «ТрансТех» (г. Новосибирск). Зарегистрированные системой сигналы с тензодатчиков, установленных на измерительном участке, передавались на ЭВМ для обработки в специализированном программном обеспечении, разработанном специалистами СГУПС, г. Новосибирск (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013619321 от 01.10.2013 г.).

Дополнительно на рельс наклеивалась неосновная группа тензодатчиков, которые использовались в процессе экспериментальных исследований. Тензодатчики (поз. 3-4, 7-8 на рисунке 2.2) устанавливались в межшпальном ящике. Тензодатчики 7-8 предназначены для регистрация продольных

деформаций рельса ε_x . Тензодатчики 3-4 предназначены для регистрации вертикальных и изгибных деформаций, также как и пары тензодатчиков 1-2 и 5-6, но в других условиях. На деформирование рельса в месте расположения пары тензодатчиков 1-2 и 5-6 оказывает влияние реакция опоры – шпалы, которая отсутствует в месте расположения тензодатчиков 3-4.



1 – рельс; 2 – оборудование системы «Комплекс-2»; 3 – шпалы; 4 – номера тензодатчиков; 5 – места установки тензодатчиков; 6 – деревянный брусок

Рисунок 2.1 – Обобщенная схема измерительного участка (а) и его конструкция (б)

В качестве аппаратуры, используемой для регистрации сигналов с тензодатчиков, при проведении исследований использовалась измерительная

микропроцессорная быстродействующая тензометрическая система «Динамика-3». Система разработана совместно специалистами ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» и СГУПСа.

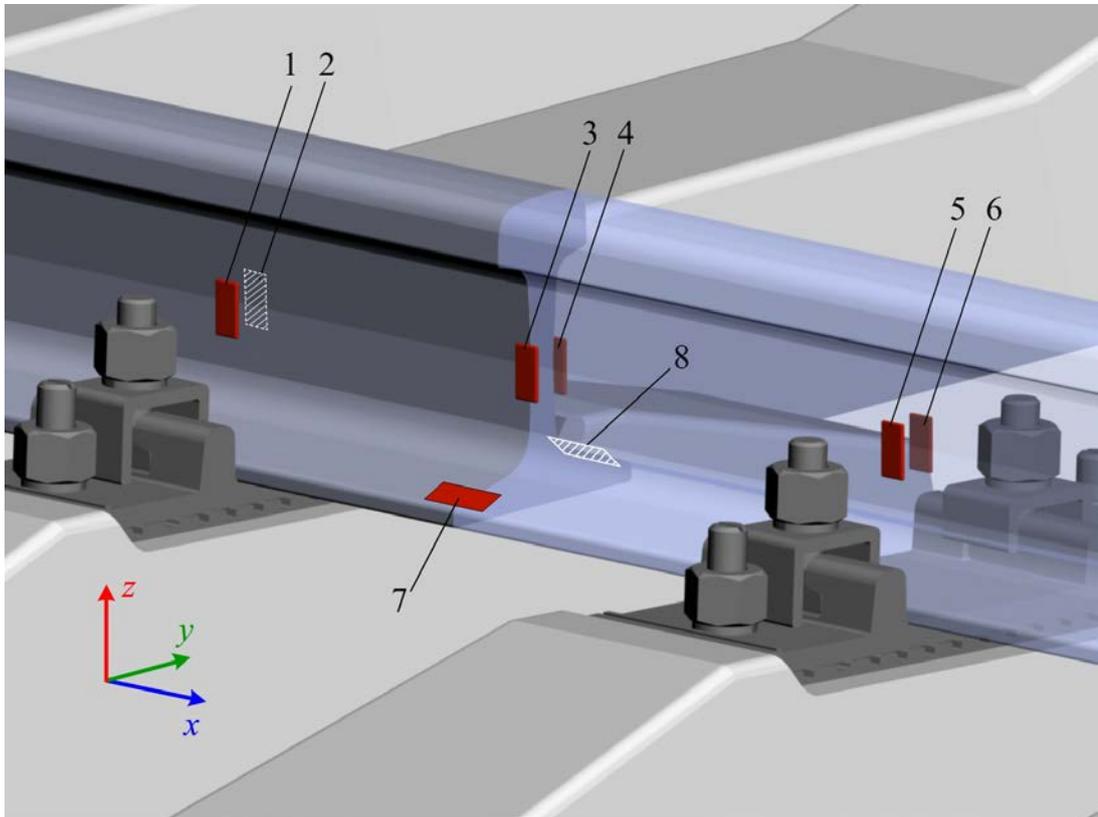


Рисунок 2.2 – Схема измерительного участка пути: тензодатчики, установленные над центрами шпал (1-2 и 5-6) и между шпалами (3-4 и 7-8) в межшпальном ящике

Принцип действия системы заключается в совместной автоматизированной работе средств измерений на приращении параметров электрических цепей и средств сбора, обработки и представления измерительной информации. Система включает в себя: хост-контроллер, измерительный блок и программное обеспечение. Система может использоваться с датчиками различных типов: одиночные тензорезисторы, мосты, термопреобразователи сопротивления, термопары и термоэлектрические преобразователи (ТП) по схемам включения «одиночный тензорезистор», «мост», «ТП».

В качестве первичных преобразователей в работе использовались проволочные тензодатчики типа ПКС-12-200 (см. рисунок 2.3). Тензодатчики изготовлены ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» (г. Новосибирск) и внесены в Государственный реестр средств измерений РФ (номер описания типа средства измерений № 30935). Принцип работы тензорезистора основан на изменении электрического сопротивления при изменении геометрического размера объекта, на который он установлен.

Тензорезистор используется в измерительных устройствах в качестве преобразователя при измерениях различных физических величин (длины, силы, давления) при отсутствии в окружающей среде агрессивных веществ, радиоактивного и прямого солнечного излучения, конденсата. Тензорезистор состоит из тензорешетки в изоляционных подложках и выводных проводников (рисунок 2.3, б и в).

Под поездной нагрузкой деформированное состояние рельса является существенно трехмерным. Воздействие боковой силы и наличие эксцентриситета приложения нормальной силы создают изгибающий момент, деформирующий рельс по схеме кручения. В работе [3] показано, что для уменьшения влияния этих параметров на результат оценки вертикальной динамики допустимо использовать симметричные деформации. Схема формирования симметричных деформаций изображена на рисунке 2.3, а.

Для определения времен прохода колес над тензодатчиками микропроцессорной системой «Динамика-3» регистрировались симметричные деформации [7], вычисляемые как полусумма сигналов с тензодатчиков, наклеенных на противоположных сторонах шейки рельса в одном сечении:

$$\varepsilon_i = k_t \cdot \frac{U_i^B + U_i^H}{2}, \quad (2.1)$$

где k_t – коэффициент преобразования, равный 2,45 млн⁻¹/ед. АЦП;

U_i^B , U_i^H – сигналы с тензодатчиков, наклеенных в одном сечении с внутренней и наружной сторон рельса соответственно, ед. АЦП;

i – номер измерения;

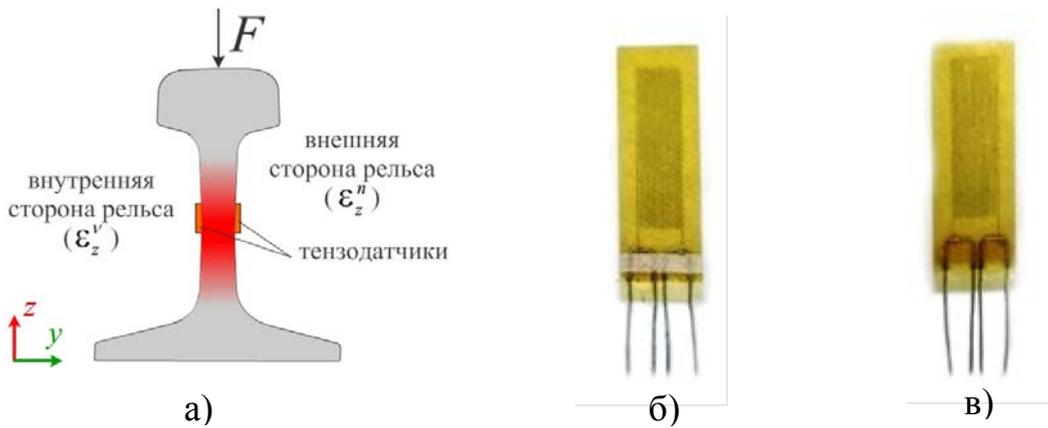


Рисунок 2.3 – Схема формирования симметричных деформаций шейки рельса (а) и фотографии тензорезистора ПКС-12-200 с внешней стороны (б) и со стороны крепления (в)

На рисунках 2.4 и 2.5 приведены графики зависимости симметричных и асимметричных деформаций шейки рельса от времени. В сигналах различаются компоненты, которые имеют различный характер изменения во времени. Для определения времен проход колеса над тензодатчиками разработаны алгоритмы обработки сигналов, позволяющие уменьшить влияние неинформативных низкочастотных составляющих.

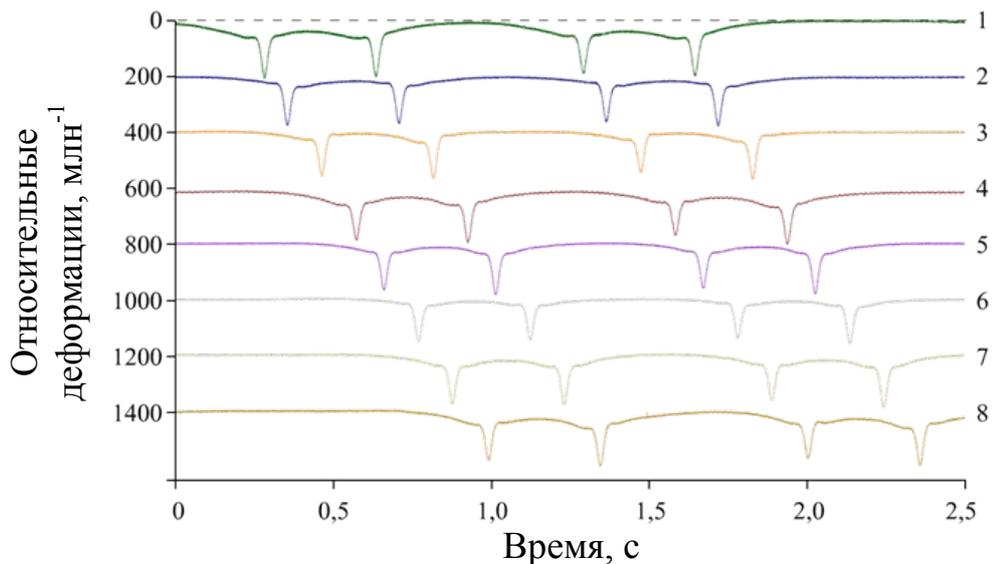


Рисунок 2.4 – Графики зависимости симметричных деформаций от времени

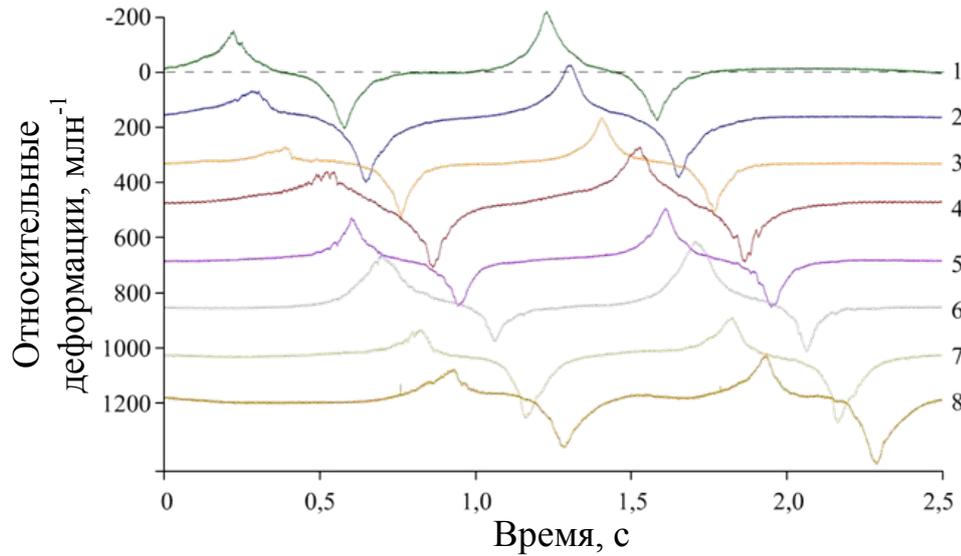


Рисунок 2.5 – Графики зависимости асимметричных деформаций от времени

Фильтрация сигнала проводилась с использованием алгоритма линейной (апериодической) свертки:

$$Q_i = \sum_{j=1}^m \frac{\varepsilon_{j+i} \cdot E_j}{m}, \quad (2.2)$$

где Q_i – значение сигнала, полученное в результате операции свертки, отн. ед.;

ε_{j+i} – исходные сигналы симметричных деформаций, млн⁻¹;

m – период эталонной функции, с;

E_j – значения эталонной функции, отн. ед.

В качестве эталонной функции (рисунок 2.6) для фильтрации применялась тригонометрическая функция вида

$$E_j = \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot j}{T \cdot f}\right), \quad (2.3)$$

где j – индекс, изменяющийся в диапазоне от 1 до $m = T \cdot f$;

T – период эталонной функции, с;

f – частота квантования АЦП, Гц;

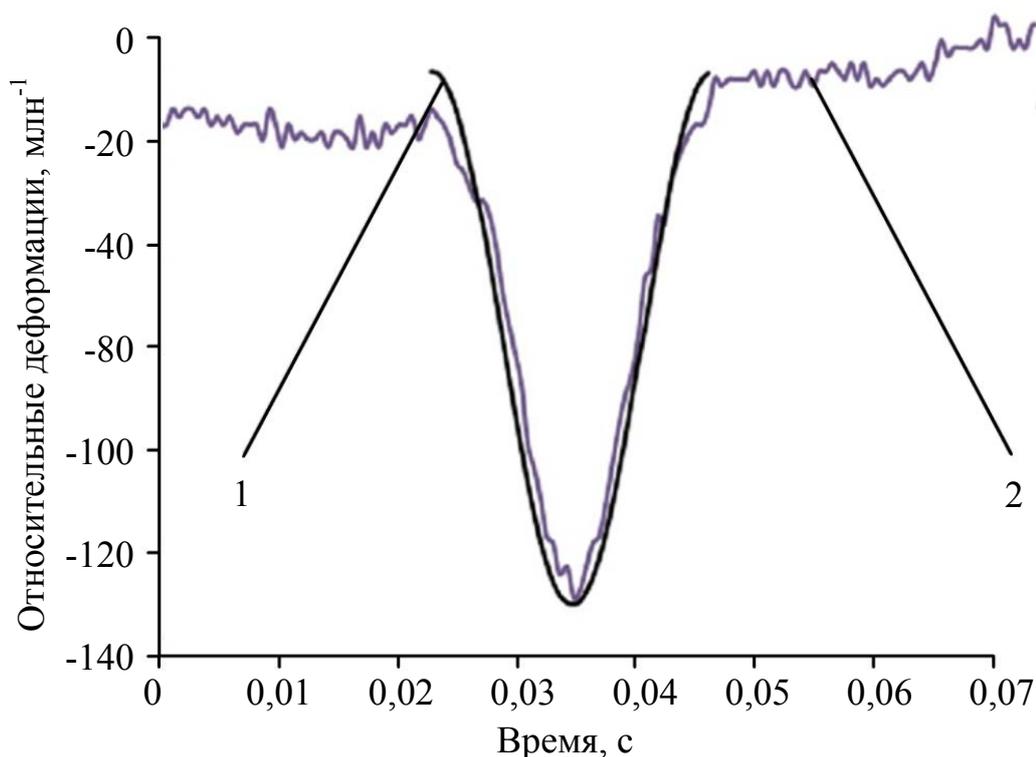


Рисунок 2.6 – Эталонная функция (1) и исходный сигнал с тензодатчиков (2)

На рисунке 2.7 представлена математическое описание алгоритма операции линейной (апериодической) свертки.

				$\varepsilon(m)$	0	1	...	N-2	N-1		
E(n-m)	M-1	M-2	...	2	1	0					$Q(0)=a(0) \cdot b(0)$
E(n-m)	M-1	M-2	...	0	1	0					$Q(1)=a(0) \cdot b(1)+a(1) \cdot b(0)$
E(n-m)	M-1	M-2	...	2	1	0					$Q(2)=a(0) \cdot b(2)+a(1) \cdot b(1)+a(2) \cdot b(0)$
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮		
E(n-m)	M-1	M-2	...	2	1	0					
E(n-m)	M-1	M-2	...	2	1	0					$Q(M+N-3)$
E(n-m)	M-1	M-2	...	2	1	0					$Q(M+N-2)$

Рисунок 2.7 – Математическое описание операции получения функции $Q(m, n)$ свертки двух сигналов: исходного $\varepsilon(m)$ и эталонной функции $E(n)$

Оптимальное значение периода T эталонной функции определяется из условия максимального значения полезного сигнала Q_i , связанного с прохождением колеса, и минимального отношения шум/сигнал. Период

эталонной функции, очевидно, зависит от скорости движения поезда на измерительном участке.

Для определения оптимального периода рассчитана и построена зависимость отношения шум / сигнал (K_{NS}) и максимальной амплитуды фильтрованного сигнала Q от периода T эталонной функции (рисунок 2.8). Для каждого значения периода выполнено 56 измерений, шаг изменения периода при этом составил 0,005 с. Для каждого колеса определялась максимальная амплитуда шума и минимальная амплитуда полезного сигнала и рассчитывалось их отношение K_{NS} .

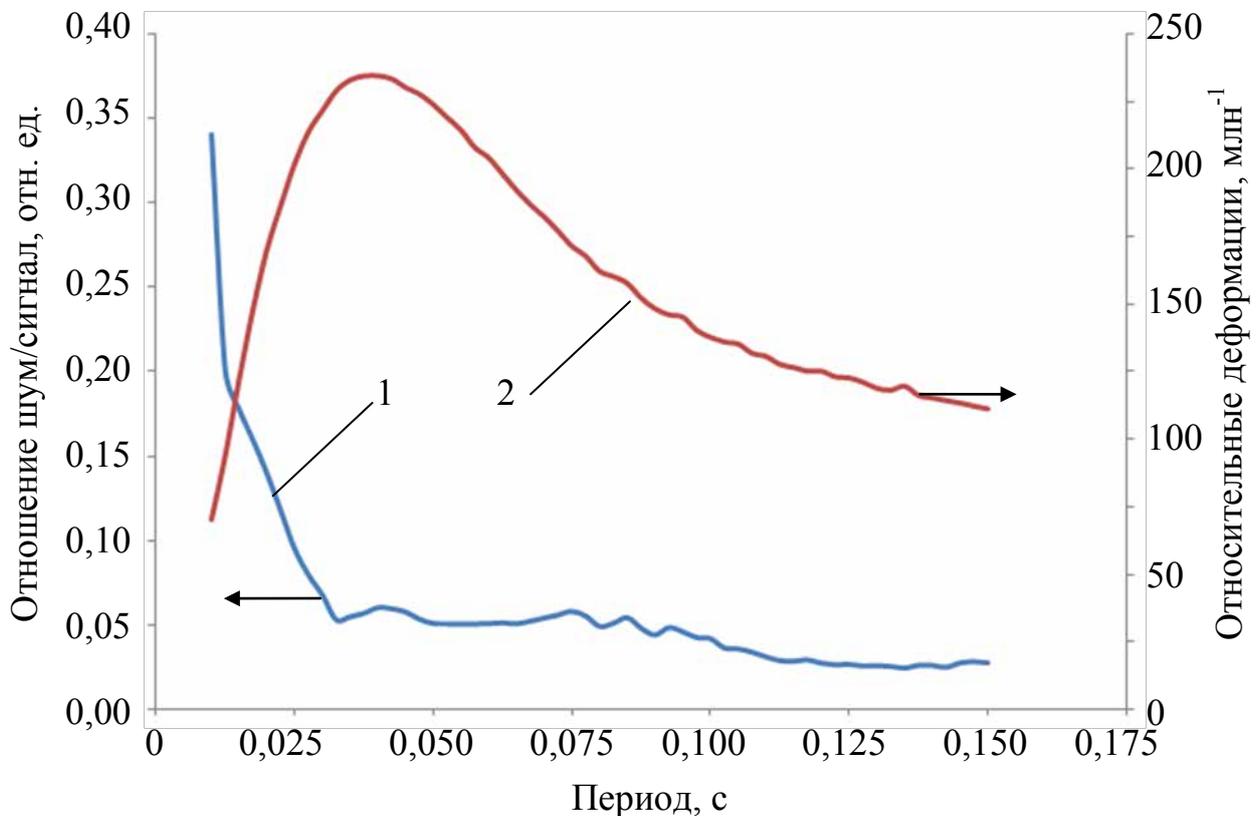


Рисунок 2.8 – Графики зависимости отношения шум / сигнал K_{NS} (1) и амплитуды полезного сигнала (2) от периода T эталонной функции

При увеличении периода амплитуда шумов и помех в фильтрованном сигнале монотонно убывает, что объясняется их усреднением. При этом амплитуда полезного сигнала имеет максимум при значениях периода от 0,035 до 0,045 с. Исходя из условия сохранения сигнала от прохождения колеса над

тензодатчиком, оптимальный период принят равным $T = 0,04$ с для скорости подвижного состава $v = 12$ м/с.

При изменении скорости подвижного состава значение периода изменяется. При этом их произведение $T \cdot v = 0,48$ м остается постоянным. Из этого соотношения оптимальный период может быть вычислен для произвольной скорости подвижного состава.

Для решения задачи поиска времен прохода колес над тензодатчиками положительная составляющая сигналов Q_i не является информативной. Поэтому сигнал преобразовывался к виду

$$\tilde{\varepsilon}_i = \begin{cases} Q_i, & Q_i < 0 \\ 0, & Q_i \geq 0, \end{cases} \quad (2.4)$$

где $\tilde{\varepsilon}_i$ – фильтрованный сигнал симметричных деформаций, млн^{-1} .

На рисунке 2.9 представлены графики зависимости симметричных деформаций от времени с первой пары тензодатчиков, зарегистрированные от прохождения одной тележки, до и после фильтрации.

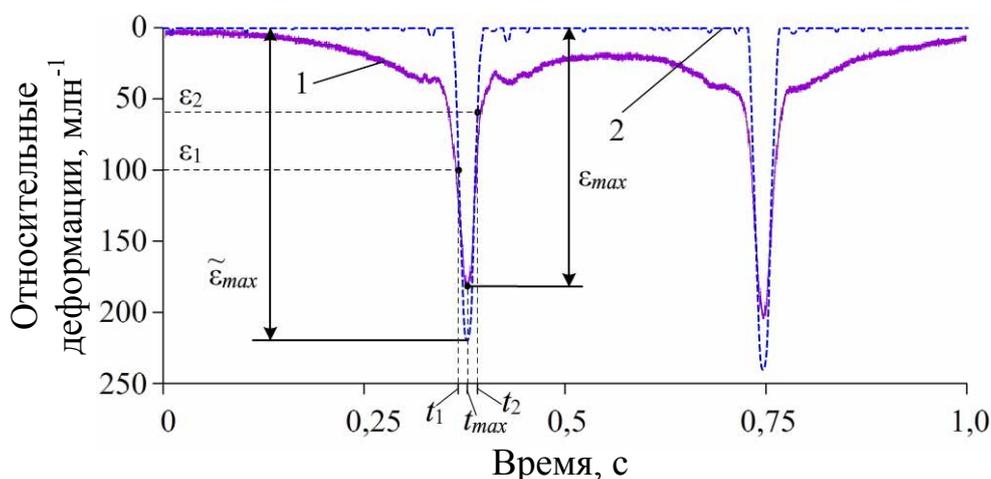


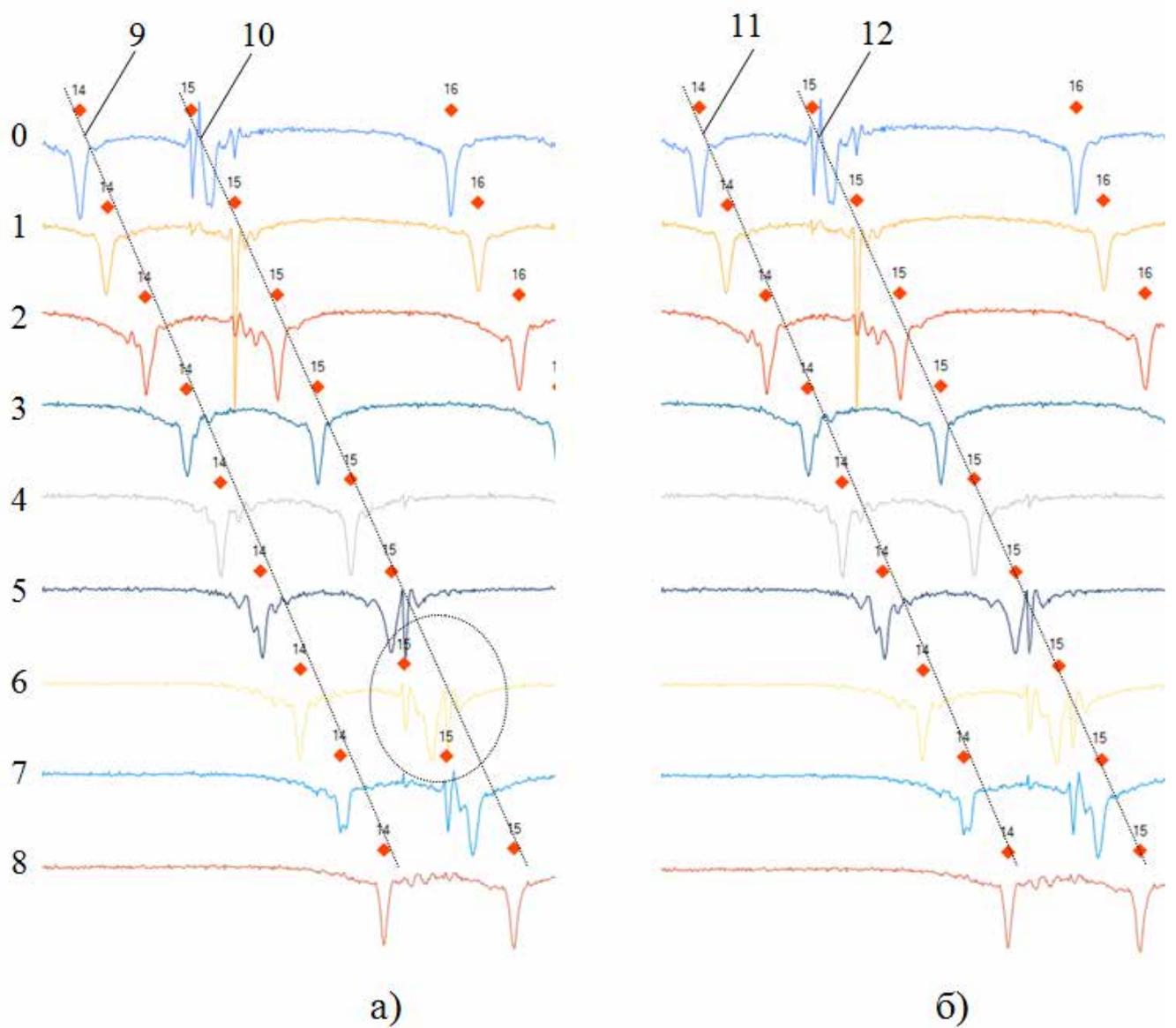
Рисунок 2.9 – Графики зависимости симметричных деформаций от времени до фильтрации (1) и после фильтрации (2) и схематическое описание порогового метода поиска времен прохода колесных пар над тензодатчиками

Для поиска времен прохода колесных пар над тензодатчиками использовался пороговый метод. Момент времени начала поиска t_1 определялся

по уровню деформаций ε_1 , а окончание поиска – момент времени t_2 – по уровню деформаций ε_2 . Для предотвращения ранней остановки алгоритма поиска уровень деформаций ε_1 принимался равным $\varepsilon_1 = 3 \cdot \varepsilon_2$. После нахождения времен t_1 и t_2 в интервале между ними проводился поиск локального максимума. Время локального максимума t_{max} принималось в качестве момента прохода колес над тензодатчиками.

Времена прохода колесных пар над тензодатчиками являются информативными параметрами, на которых основывается анализ сигналов. Для повышения достоверности локации воздействия дефекта поверхности катания на рельс требуется достаточно высокая точность синхронизации движения колеса и тензометрических сигналов. Анализ экспериментальных результатов показал, что времена прохода колесных пар над тензодатчиками не всегда определяются с достаточной точностью. Это объясняется в первую очередь тем, что в сигналах присутствуют помехи, связанные как с электромагнитными шумами, так и с дефектами поверхности катания. На рисунке 2.10 приведены результаты поиска времен прохода колесных пар, полученные программным обеспечением в автоматизированном режиме. Грубые ошибки в определении времен (рисунок 2.10, а) проявляются в виде отклонения результатов от линейной зависимости. Коэффициент корреляции между найденными временами и координатами тензодатчиков составляет $R = 0,85$.

Для исключения грубых погрешностей при определении времен прохода колесных пар над тензодатчиками разработан алгоритм уточнения. В основе работы алгоритма заложена корреляция двух величин: расстояния между смежными тензодатчиками, которые заранее известны и остаются постоянными, и временами прохода колес над тензодатчиками. Блок-схема алгоритма приведена на рисунке 2.11.



0..8 – сигналы симметричных деформаций; 9 – времена проезда 14-го колеса над тензодатчиками до уточнения; 10 – времена проезда 15-го колеса над тензодатчиками до уточнения; 11 – времена проезда 14-го колеса над тензодатчиками после уточнения, 12 – времена проезда 15-го колеса над тензодатчиками после уточнения

Рисунок 2.10 – Результаты определения времен прохода колес над парами тензодатчиков с грубыми ошибками (а) и после исправления (б)

Работа алгоритма основана на поиске максимума коэффициента корреляции времен прохода колесных пар над тензодатчиками с координатой пар тензодатчиков.

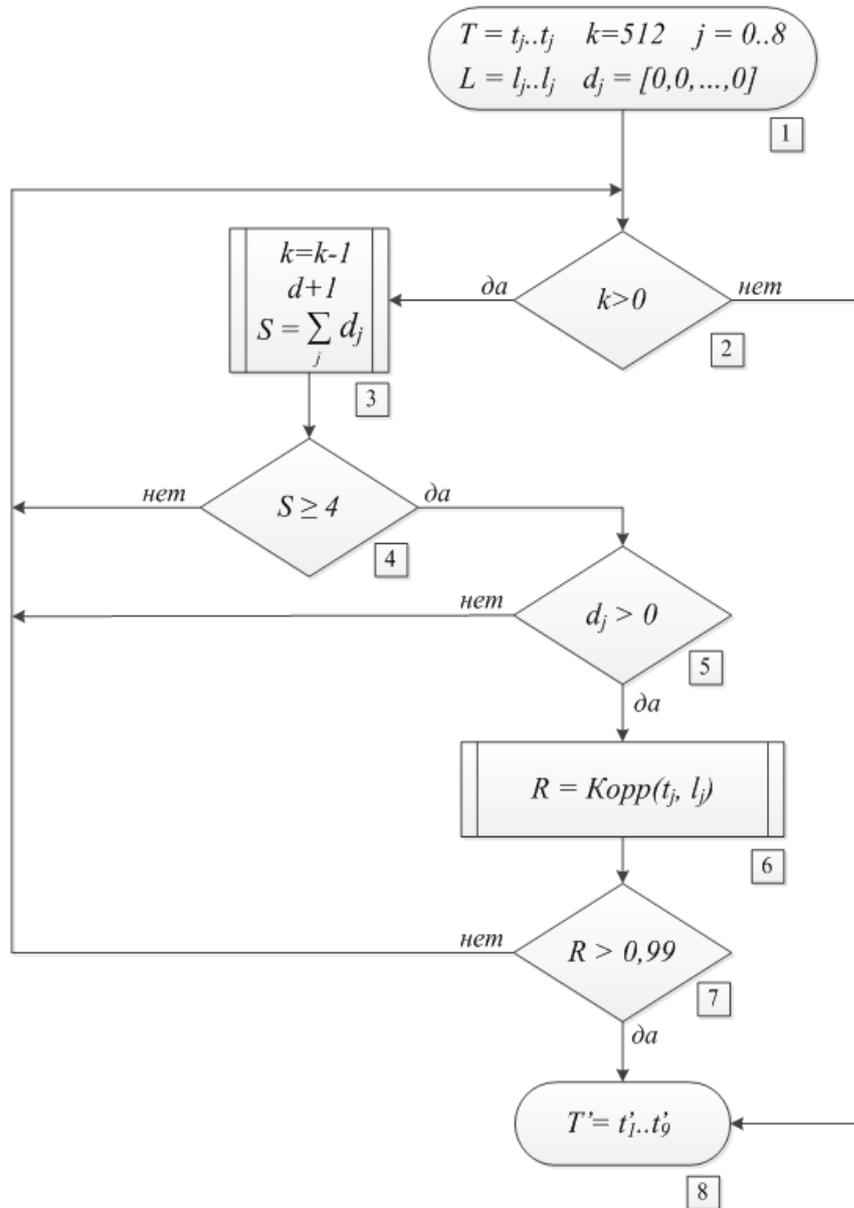


Рисунок 2.11 – Блок-схема [17] алгоритма уточнения времен прохода колесных пар над тензодатчиками

Используя маску (бинарное представление числа d), последовательно исключают времена из обработки и определяют коэффициент корреляции. При достижении порогового значения коэффициента корреляции $R = 0,99$ принимается гипотеза о наличии в исключенных временах грубой погрешности. Времена исправляются с использованием аппроксимации методом наименьших квадратов.

2.2 Исследования влияния подрельсового основания на вертикальные деформации при статическом нагружении рельсов

Экспериментальные исследования деформаций рельсов проводились при статическом нагружении участка пути на железобетонных шпалах. Статические испытания выполнялись при разной высоте балластного слоя: 0,35 м, 0,45 м, 0,55 м, 0,65 м и 0,75 м. Схема проведения эксперимента представлена на рисунке 2.12.

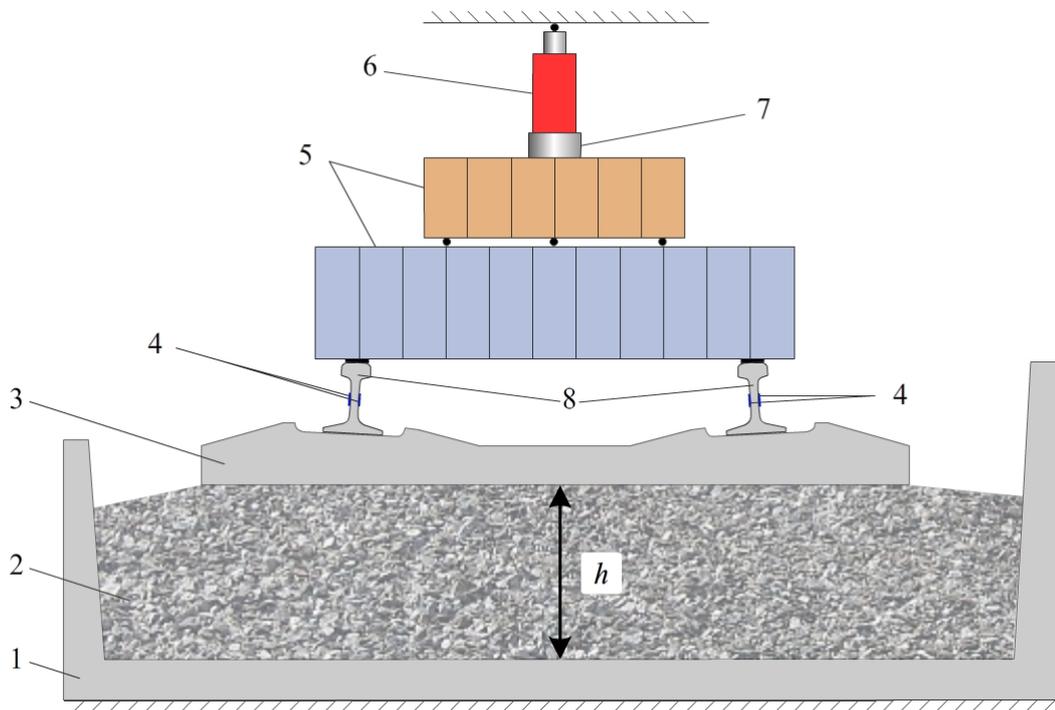


Рисунок 2.12 – Схема эксперимента по статическому нагружению железнодорожных рельсов

Схема установки (см. рисунок 2.12) состоит из железобетонной плиты (поз. 1). На плиту насыпан балластный слой высотой h . На балластном слое размещен участок реального железнодорожного пути, состоящий из рельсов (поз. 8) и железобетонных шпал (поз. 3). На рельсы установлена специальная металлическая конструкция (поз. 5) усиленная для распределения нагрузки, передаваемой от гидравлического цилиндра (поз. 6). Между гидравлическим

цилиндром и конструкцией для распределения нагрузки установлен электрический динамометр (поз. 7).

Давление масла обеспечивалось ручным насосом, подключенным к гидроцилиндру. Нагрузка увеличивалась монотонно с шагом 100 кН. После каждых 100 кН выдерживалась пауза от 5 до 10 с. Значение статической силы фиксировалось электрическим динамометром. Для регистрации упругих деформаций на шейку рельса установлены тензодатчики (поз. 4 на рисунке 2.12). Деформации регистрировались быстродействующей тензометрической системой «Динамика-3». На рисунке 2.13 представлены временные зависимости симметричных деформаций, зарегистрированные на правом и левом рельсах участка при высоте балластного слоя 0,35 м. Рельсы нагружались до максимальной нагрузки 500 кН, затем полностью разгружались. Эти участки сигналов на рисунке 2.13 обозначены как «увеличение нагрузки» и «снятие нагрузки».

Целью исследований являлось определение экспериментальной зависимости упругих деформаций шейки рельса от приложенной статической силы. Упругие деформации связаны с приложенной силой выражением

$$\varepsilon_Q = K_{ст} \cdot F_{ст}, \quad (2.5)$$

где ε_Q – симметричные деформации шейки рельса, млн^{-1} ;

$K_{ст}$ – коэффициент зависимости симметричных деформаций от силы, $\text{млн}^{-1} \cdot \text{кН}^{-1}$;

$F_{ст}$ – статическая сила, кН.

Сигналы симметричных деформаций исследовались при различной высоте балластного слоя, которая увеличивалась с шагом 0,1 м, начиная с 0,35 м. Нормативная высота балластного слоя на железных дорогах России должна находиться в диапазоне от 0,35 до 0,45 м. В результате испытаний получены экспериментальные зависимости симметричных деформаций шейки рельса от приложенной статической силы (рисунок 2.14).

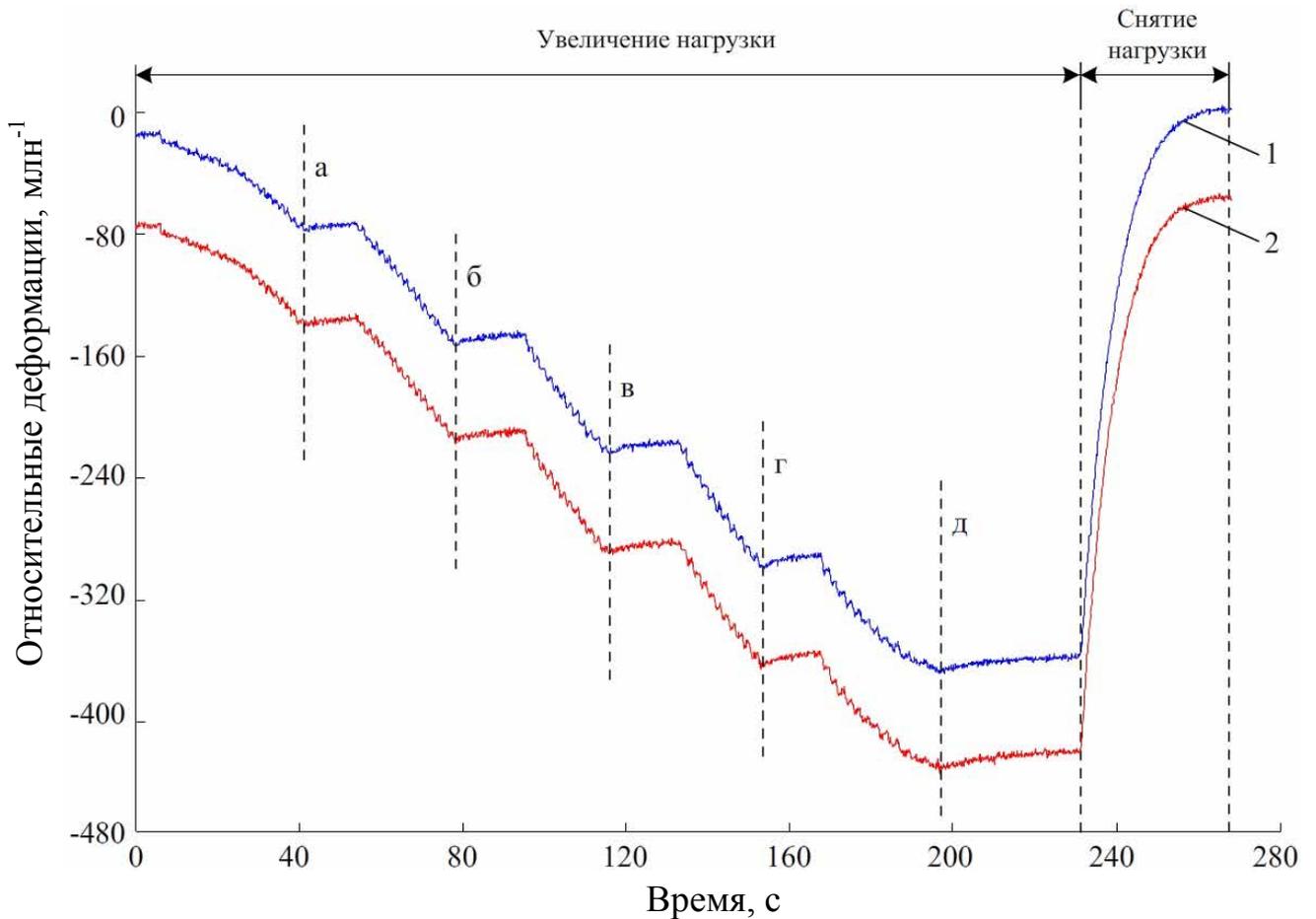


Рисунок 2.13 – Графики зависимости симметричных деформаций шейки левого (1) и правого (2) рельсов от времени при статическом нагружении силой 100 кН (а), 200 кН (б), 300 кН (в), 400 кН (г) и 500 кН (д) при высоте балластного слоя 0,35 м

Все зависимости являются линейными. Для определения коэффициента пропорциональности $K_{ст}$ использовались средние значения деформаций при высоте балласта 0,35 м и 0,45 м, на основе которых построена зависимость (поз. 4 на рисунке 2.14) с коэффициентом пропорциональности $K_{ст} = 0,84 \text{ млн}^{-1} \cdot \text{кН}^{-1}$.

Симметричные деформации шейки линейно зависят от статической силы, приложенной на поверхность катания рельса: $\varepsilon_0 = a \cdot F + b$, где коэффициент a определяет наклон прямой, а коэффициент b – смещение оси ординат. В таблице 2.1 представлены коэффициенты регрессии зависимостей упругих деформаций шейки рельса от силы.

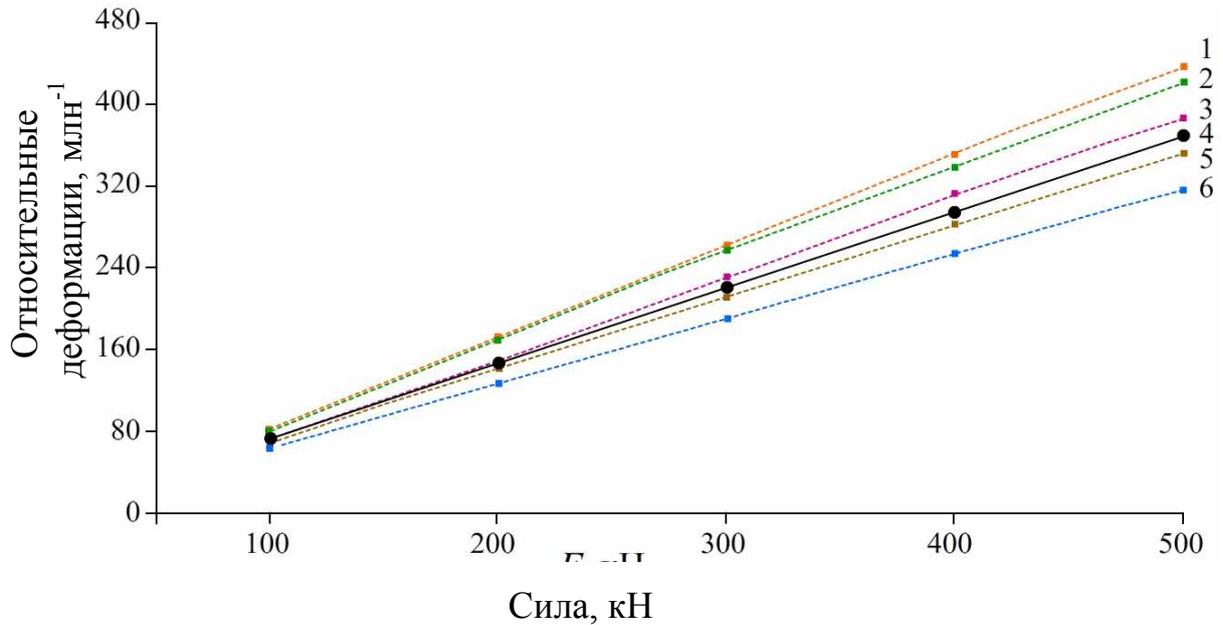


Рисунок 2.14 – Зависимость деформаций шейки рельса от статической силы при высоте балласта 0,35 м (5), 0,45 м (3), 0,55 м (2), 0,65 м (1) и 0,75 м (6) и средняя линия между 0,35 м и 0,45 м (4)

Таблица 2.1 – Коэффициенты линий регрессии

Номер зависимости	A	B	R^2	$K_{ст}, \text{млн}^{-1} \cdot \text{кН}^{-1}$
1	89,04	-9,68	0,9998	0,70
2	84,72	-2,48	1,0000	0,75
3	78,8	-5,84	0,9997	0,83
5	70,72	-0,8	0,9999	0,84
6	63,44	-6,68	0,9993	0,63

На рисунке 2.15 изображены зависимости симметричных деформаций левого и правого рельсов от высоты балласта при статическом нагружении силой 100, 300 и 500 кН. Корреляция между сигналами симметричных деформаций для нагрузки 100 кН составила $R = 0,400$; для нагрузки 300 кН – $R = 0,408$ и для нагрузки 500 кН – $R = 0,359$. Незначительный коэффициент корреляции связан с тем фактом, что деформации в меньшей степени зависят от высоты балласта, чем от процедуры его подбивки, параметры которой определяют жесткость подрельсового основания. В процессе экспериментов параметры подбивки не контролировались и, следовательно, жесткость изменялась случайным образом.

Увеличение силы приводит к увеличению разброса регистрируемых деформаций, что свидетельствует о мультипликативном характере неопределенности результатов измерений на уровне $\pm 10\%$.

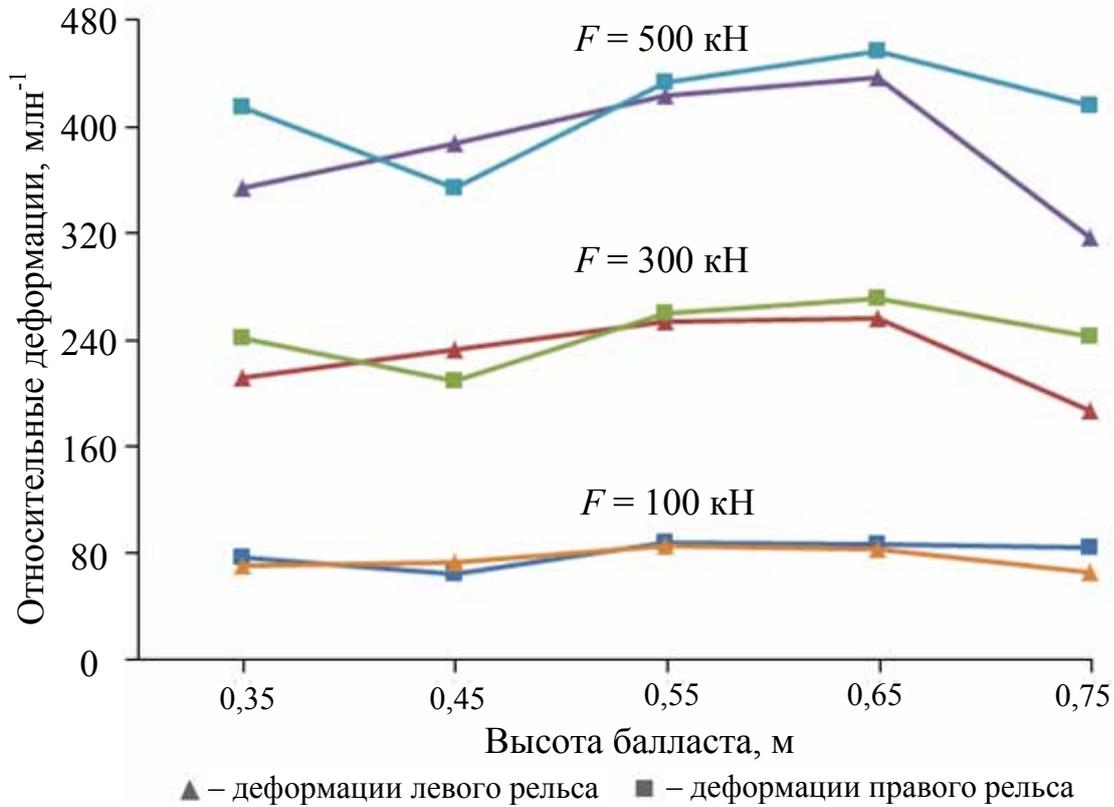


Рисунок 2.15 – Графики зависимости симметричных деформаций левого и правого рельсов от высоты балласта при статическом нагружении силой 100, 200 и 500 кН

Коэффициент пропорциональности между симметричными деформациями и силой зависит от состояния подрельсового основания, высоты и параметров балластного слоя, которые определяются условиями содержания и эксплуатации. Следовательно, в алгоритмах и методике определения силы воздействия колес на рельсы необходимо учитывать негативное влияние жесткости подрельсового основания, которое может вносить неопределенность измерений около 10 %.

2.3 Методика выделения составляющих сигнала вертикальных деформаций, связанных с реакцией шпалы и силой от колеса

Предельные значения динамических сил, воздействующих от колес на рельсы, в процессе движения поезда регламентированы ГОСТ Р 550050 [19]. Повышенный уровень этих сил, связанный как с недостатками конструкции, так и с неудовлетворительным техническим состоянием, негативно сказывается на безопасности движения и увеличивает вероятности образования и развития усталостных дефектов.

При тензометрии функцию упругодеформируемого тела выполняет рельс, по деформациям которого судят о силах взаимодействия в системе «колесо – рельс». Преимущества метода заключаются в возможности организации диагностического участка на бесстыковом пути и в реальных условиях эксплуатации. Ограничение метода заключается в необходимости применения специальных методов измерений для уменьшения влияния граничных условий, конструкции и состояния подрельсового основания на результаты контроля.

Опытная эксплуатация алгоритмического и программно-технического обеспечения проводилась на участке бесстыкового пути, расположенного перед пунктом технического обслуживания грузовых вагонов железнодорожной станции Инская Западно-Сибирской железной дороги. Характеристики участка подробно описаны в разделе 2.1 [8].

Особенностью симметричных деформаций является их достаточно слабая чувствительность к кручению рельса, поэтому их перспективно использовать для определения нормальной силы от колес на рельс.

В сигнале симметричных деформаций (рисунок 2.16) дифференцируются две составляющие: плавная (низкочастотная) составляющая и пиковая (высокочастотная). Ширина пиков деформаций зависит от скорости движения и протяженности области с локальными деформациями, которая для рельсов Р65 составляет около 180 мм. Плавная составляющая деформаций над разными шпалами может существенно изменяться как по протяженности от 0,5 до 3 м, так

и по амплитуде от 5 до 20 % максимального абсолютного значения деформаций.

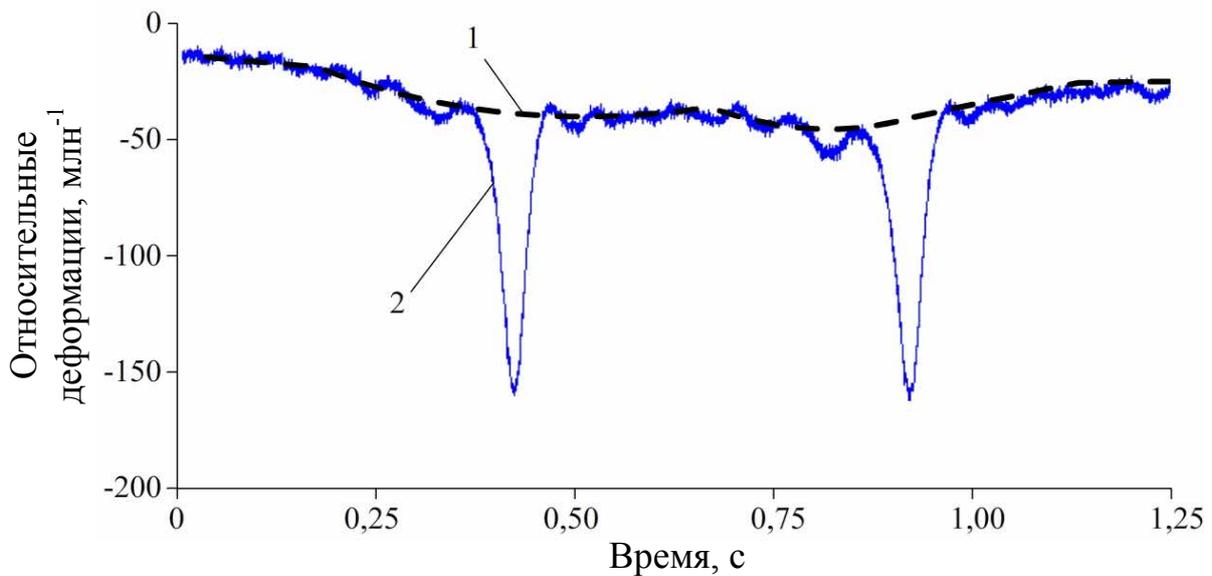


Рисунок 2.16 – Графики зависимости симметричных деформаций шейки рельса от времени при проходе тележки грузового вагона: низкочастотная (1) и высокочастотная (2) составляющие

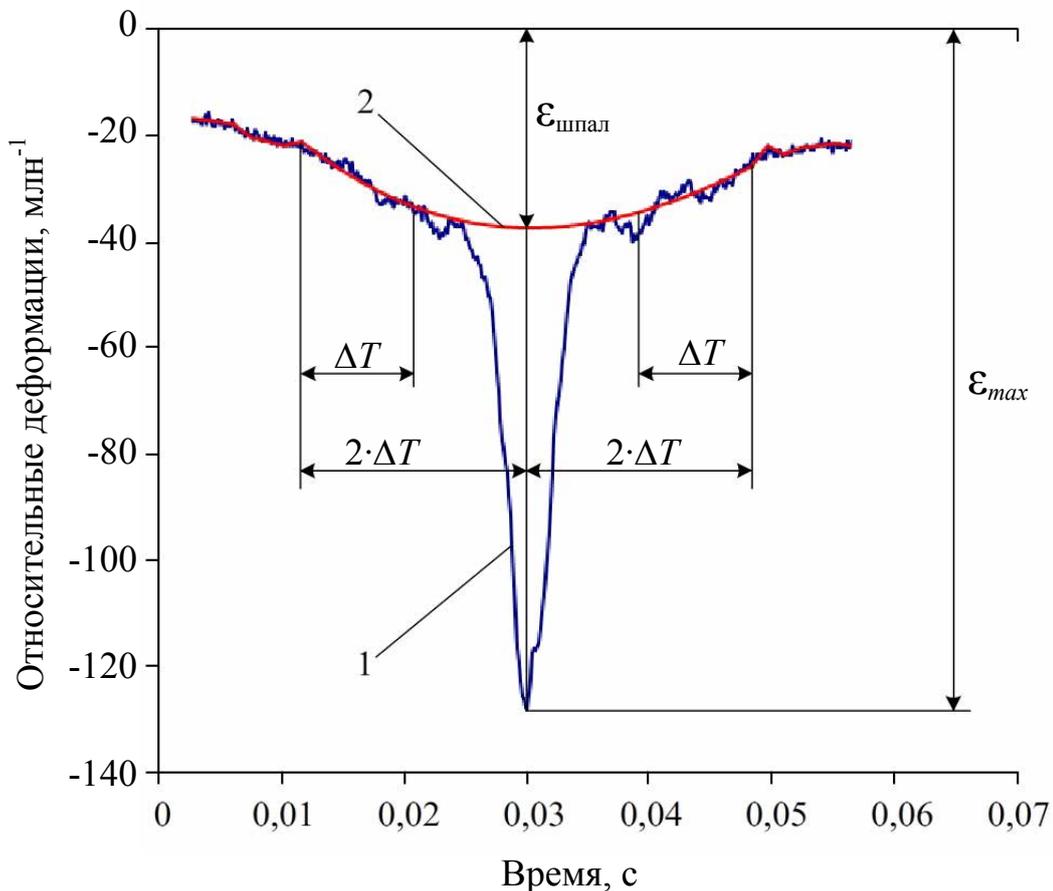
Плавная составляющая сигнала (поз. 1 на рисунке 2.16) связана с силой реакции шпалы и не может быть использована для достоверного измерения нормальной силы, так как в значительной степени зависит от жесткости подрельсового основания. Пиковая составляющая (поз. 2 на рисунке 2.16) связана с локальными деформациями рельса под колесом и, следовательно, практически не зависит от условий его опирания на балластный слой. Для решения задачи определения нормальной силы предложен и реализован в программном обеспечении алгоритм фильтрации временной зависимости вертикальных деформаций, для выделения и измерения параметров импульсной составляющей сигналов. При этом плавная составляющая сигнала может быть использована для измерения приращения динамической силы, вызванной дефектом поверхности катания колеса.

В основе работы алгоритма разделения составляющих находится регрессионный анализ: метод максимального правдоподобия (наименьших квадратов) и экстраполяция. Временная область вблизи пика деформаций (поз. 1 на рисунке 2.17) разбивается на три участка: $(-2 \cdot \Delta T; -\Delta T)$, $(-\Delta T; \Delta T)$, $(\Delta T; 2 \cdot \Delta T)$.

Сигнал вне пика деформаций в областях $(-2 \cdot \Delta T; -\Delta T)$ и $(\Delta T; 2 \cdot \Delta T)$ аппроксимируется теоретической зависимостью $\varepsilon_{tr}(t)$ (поз. 2 на рисунке 2.17) и экстраполируется в область пика $(-\Delta T; \Delta T)$. Для аппроксимации использовался полином четвертой степени:

$$\varepsilon_{tr}(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4. \quad (2.6)$$

Значения коэффициентов a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 определялись методом наименьших квадратов на интервалах $(-2 \cdot \Delta T; -\Delta T)$ и $(\Delta T; 2 \cdot \Delta T)$. Оптимальные значения параметра аппроксимации ΔT и максимальной степени полинома были определены путем анализа экспериментальных данных.



- 1 – пиковая (высокочастотная) составляющая;
- 2 – плавная (низкочастотная) составляющая

Рисунок 2.17 – График зависимости симметричных деформаций от времени при проходе бездефектного колеса

На заведомо бездефектном участке сигнала, свободном от пиковой составляющей, выполнялась процедура аппроксимации с различными значениями периода T и степени полинома. Достоверность оценивали по коэффициенту корреляции и среднему квадратическому отклонению теоретической зависимости от экспериментальной, а также по коэффициенту симметрии пиковой составляющей сигнала. Для определения оптимальной степени полинома аппроксимации участок симметричных деформаций (поз. А на рисунке 2.18) последовательно аппроксимировался полиномами второй, третьей, четвертой и пятой степени. По результатам построены графики (рисунок 2.19), на которых одновременно представлены экспериментальные данные и аппроксимирующая зависимость. Критерием при выборе оптимальной степени полинома являлся коэффициент корреляции между ними.

Увеличение степени полинома естественно приводит к увеличению коэффициента корреляции, так как позволяет более точно описать экспериментальные данные. Для полинома второй степени коэффициент корреляции с исходным сигналом составил $R = 0,953$, третьей степени – $R = 0,954$; четвертой степени – $R = 0,981$, пятой степени – $R = 0,991$. Однако при увеличении степени полинома снижается эффект усреднения, возникающий при аппроксимации, и, следовательно, увеличивается влияние шумов. Этот эффект особенно негативно сказывается на результатах экстраполяции экспериментальных данных в область $(-\Delta T; \Delta T)$.

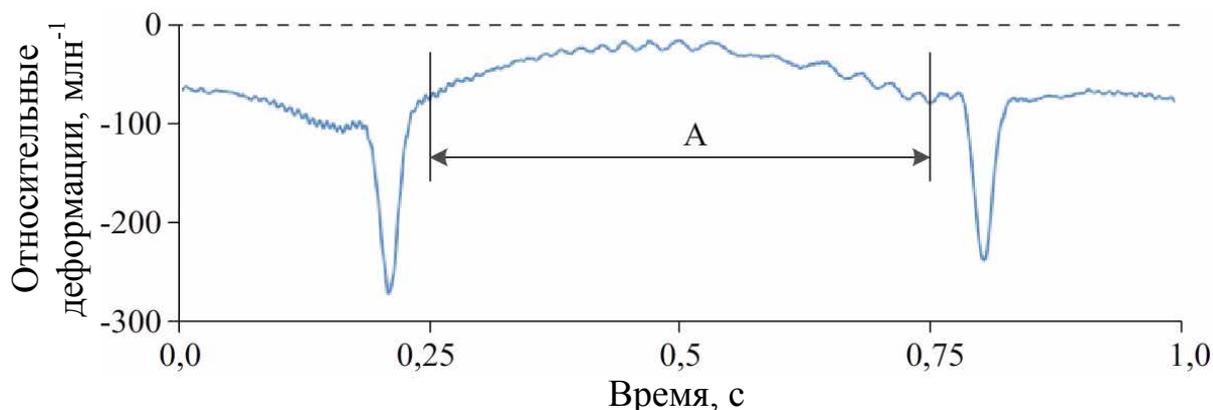


Рисунок 2.18 – Участок, на котором определяли наилучшую степень аппроксимации

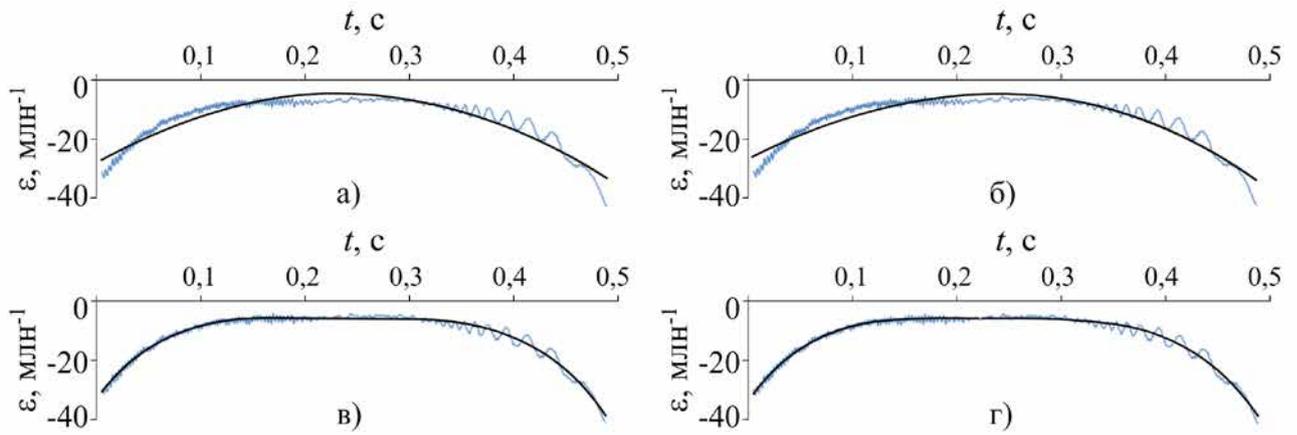


Рисунок 2.19 – График зависимости симметричных деформаций ε рельса от времени t и результат аппроксимации полиномом второй (а), третьей (б), четвертой (в), пятой (г) степени

Для повышения достоверности выделения низкочастотной составляющей сигнала проводился анализ влияния длительности ΔT направляющих отрезков исследования на результат аппроксимации (рисунок 2.20). Оптимальная длительность ΔT зависит от скорости движения состава и определяется по формуле $\Delta T = k_T / V$, где $k_T = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}$ – коэффициент, определенный экспериментально.

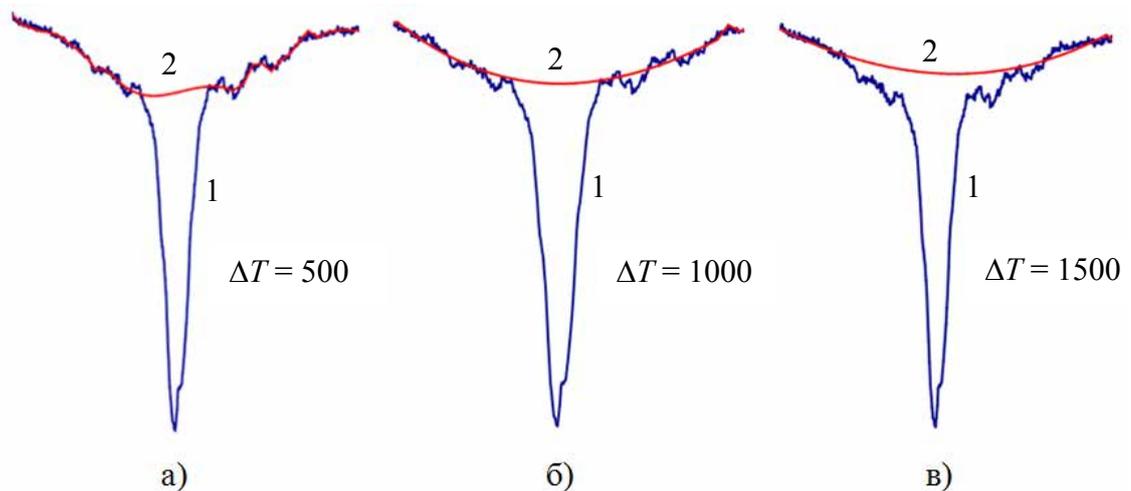
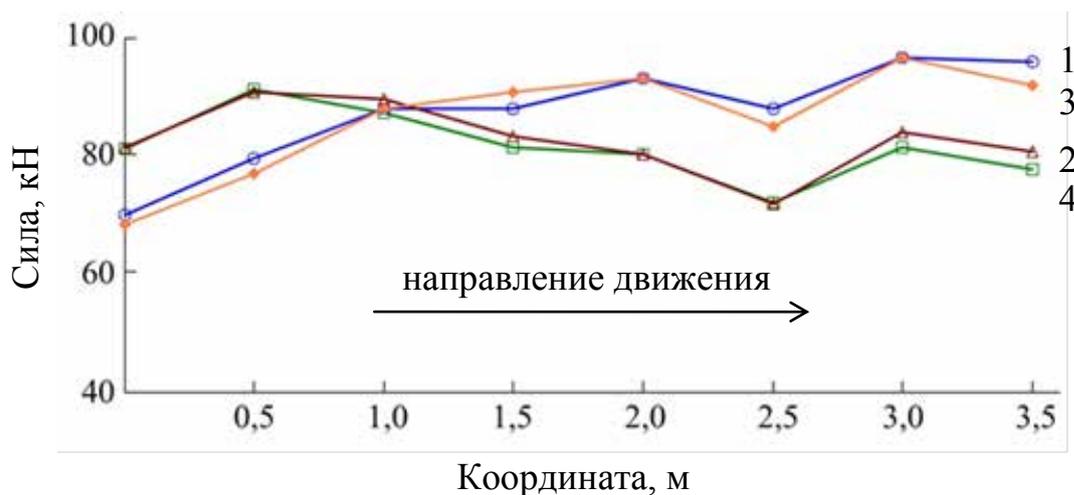


Рисунок 2.20 – Графики зависимости симметричных деформаций (1) и функции аппроксимации (2) от времени при длительности $\Delta T = 500$ (а), $\Delta T = 1000$ (б) и $\Delta T = 1500$ (в)

По результатам измерений на опытном участке пути построены зависимости вертикальной силы от координаты вдоль рельса при проходе поезда. Усредненные значения силы по всем колесным парам поезда показаны на рисунке 2.21. Динамика взаимодействия подвижного состава и пути носит сложный характер. Динамические силы в системе «колесо – рельс» зависят от неравномерности и нелинейности упругости подрельсового основания, свободного хода шпал, порядкового номера колесной пары, влияния соседних колесных пар.

Например, динамика первого и второго колес (график 1 и 2 на рисунке 2.21) в тележке грузового вагона существенно отличается. Сила воздействия первого колеса тележки на измерительном участке в среднем возрастает с 70 до 95 кН (с 7,1 до 9,7 тс), второго колеса – уменьшается с 91 до 72 кН (с 9,3 до 7,3 тс).

На рисунке 2.21 представлена зависимость среднего значения силы, действующей на рельс при проходе грузового поезда. Зависимость показывает абсолютное значение вертикальной силы от каждого колеса с учетом жесткости подрельсового основания. Из графика видно, что выделение составляющих сигнала вертикальных деформаций, связанных с реакцией шпалы и силой от колеса позволяет получать информативную составляющую по каждой оси.



1, 2, 3, 4 – номер колеса в вагоне

Рисунок 2.21 – График зависимости среднего значения силы, действующей от колеса на рельс, от координаты вдоль рельса

Предложенная методика определения вертикальной силы от подвижного состава позволяет с высокой точностью определять массу проходящего состава, причем можно определять массу не только всего состава, но и отдельного вагона, тележки, и даже колесной пары. На рисунке представлено распределение масс по осям, тележкам и вагонам при проезде по измерительному участку пригородного электропоезда. По распределению видно, что в составе имеются вагоны с приблизительными массами 38 и 50 т, что соответствует действительности: масса пустого моторного вагона – 48 т, масса прицепного – 35 т.

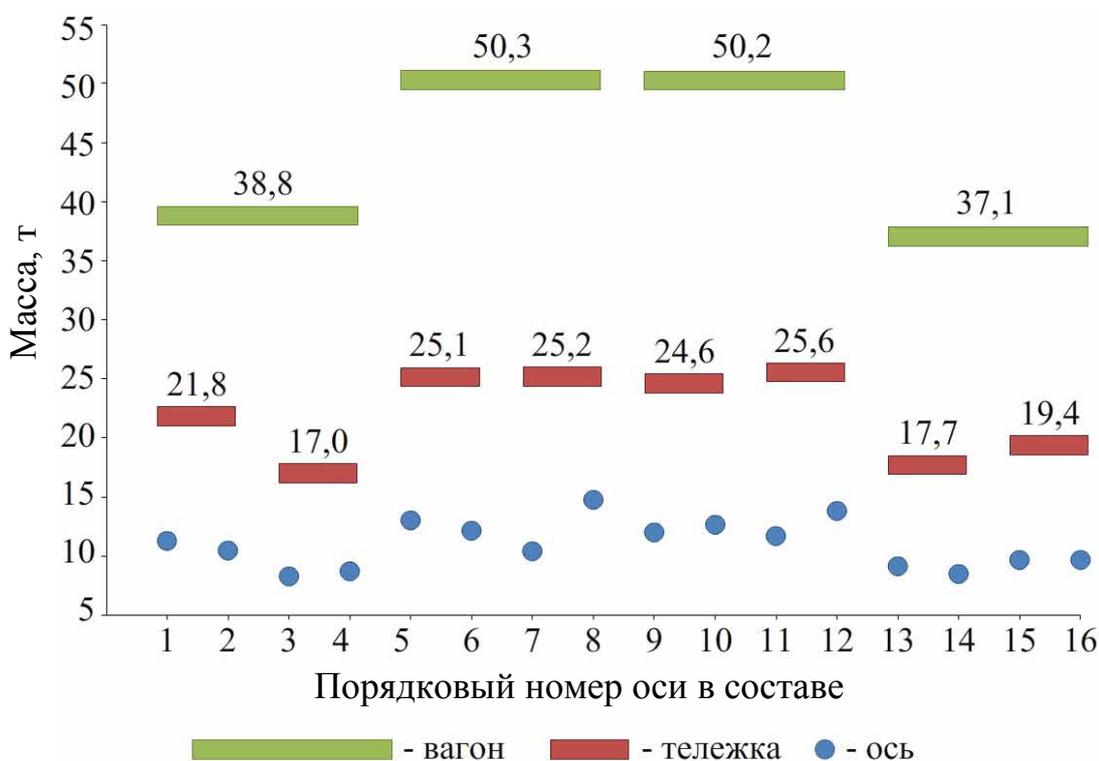


Рисунок 2.22 – Распределение масс осей, тележек и вагонов пригородного пассажирского электропоезда

При наличии информации по силе воздействия каждой оси на рельс можно определить неравномерность нагрузки внутри каждой отдельной тележки. В свою очередь суммарная информация по тележкам позволяет определить распределение массы груза по вагону, что особенно важно при организации движения грузовых вагонов по сети железных дорог.

Выводы по второй главе

1. Создан диагностический участок пути протяженностью 5 м, на котором на шейке рельса и на подошве установлены проволочные тензодатчики, ориентированные вертикально для измерения вертикальных деформаций шейки, и горизонтально – для измерения продольных деформаций подошвы рельса. Для измерения сигналов тензодатчиков используются диагностическая система «Динамика-3».

2. Разработано программное обеспечение для синхронизации работы и обмена данными диагностической системы «Динамика-3» с действующей диагностической аппаратурой по контролю гребня колеса «Комплекс-2» (ООО «ТрансТех», г. Новосибирск).

3. Для определения временных параметров движения колесных пар разработан алгоритм, основанный на применении оптимизированной по минимуму отношения шум / сигнал фильтрации методом линейной свертки для уменьшения влияния шума и корреляционного анализ для исключения влияния импульсных помех. Разработанная подпрограмма позволяет определять времена прохода колеса по сечениям измерительного участка с погрешностью не более 0,5 % продолжительности времени движения между сечениями.

4. Вертикальные симметричные деформации шейки рельса над шпалами с различными значениями высоты балластного слоя от 0,35 до 0,45 м при статическом нагружении линейно зависят от статической силы. Зависимости коэффициентов пропорциональности от высоты балластного слоя не обнаружено, среднее значение коэффициента пропорциональности составило $K = 0,835 \text{ млн}^{-1} \cdot \text{кН}^{-1}$, а относительное среднее квадратическое отклонение – 13 %.

5. Деформации рельса, вызванные силой реакции колеса и силой реакции шпалы, имеют различную зависимость от времени, что связано с различиями протяженности зон чувствительности деформаций к положению колеса относительно измерительного сечения. Для силы реакции колеса протяженность составляет 180 мм, для силы реакции шпалы – не менее 500 мм. Разработан алгоритм, основанный на экстраполяции сигнала из области чувствительности к

силе реакции шпалы в область локальных деформаций. Параметры алгоритма оптимизированы по временным параметрам и порядку полиномиальной функции. Реализованное программное обеспечение диагностической системы позволило уменьшить погрешность измерения, связанную с неопределенностью подрельсового основания до 5%.

3 Исследование деформаций рельсов при движении колес с дефектами поверхности катания

3.1 Анализ параметров дефектов поверхности катания колес вагонов

При качении по рельсам происходит естественное изнашивание колеса, в результате чего уменьшается толщина обода и гребня. Износ, как разрушение микрообъемов поверхностного слоя при трении, приводит к изменению размеров, формы и состояния поверхности. Износ зависит от условий трения, свойств материала и конструктивных особенностей трущихся пар. Наиболее интенсивному износу подвергаются поверхности катания колес. Естественный равномерный износ не приводит к существенному увеличению уровня динамической силы в системе колеса и рельса. Локальный предельный износ приводит к появлению ударных нагрузок, амплитуда которых превышает статические нагрузки в несколько раз.

В Правилах технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации (ПТЭ) [67] и других нормативных документах РФ [19, 34] описан комплекс мероприятий, выполняемых при обнаружении повреждений колесных пар, нарушающих нормальное взаимодействие пути и подвижного состава. Согласно ПТЭ при обнаружении в пути следования вагона ползуна (выбоины) глубиной более 1 мм, но не более 2 мм разрешается довести такой вагон без отцепки от поезда до ближайшего ПТО, имеющего средства для смены колесных пар: грузовой поезд – со скоростью не выше 70 км/ч; пассажирский поезд – со скоростью не выше 100 км/ч. При глубине ползуна от 2 до 6 мм разрешается следование поезда со скоростью 15 км/ч, а при ползуне от 6 до 12 мм – со скоростью 10 км/ч до ближайшей станции, где колесная пара должна быть заменена. При ползуне свыше 12 мм разрешается следование поезда со скоростью 10 км/ч, при условии исключения возможности вращения колесной пары (с применением тормозных башмаков или ручного тормоза).

Размер ползуна оценивается глубиной, которая определяется разностью измерений износа в двух местах – на ползуне и рядом с ним. Глубина определяется с помощью абсолютного шаблона (рисунок 3.1, г). При измерении подвижный элемент устанавливают на расстояние 70 мм от края гребня колеса. Если дефект смещен относительно круга катания, то соответственно смещается подвижный элемент шаблона.



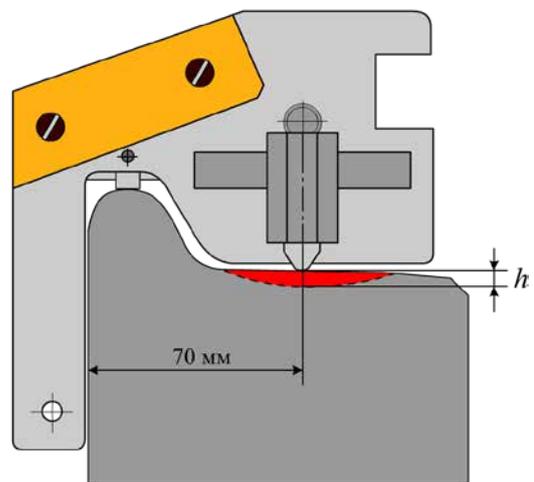
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.1 – Фотографии ползунов (а, б, в) и схема измерения глубины дефекта поверхности катания (г)

Количество и расположение ползунов связано с причинами их образования. Ползуны могут быть как на обоих колесах симметрично, так и на одном колесе. В первом случае они возникают при скольжении колесной пары, заклиненной

тормозом вагона; во втором – в результате торможения вагона съёмным башмаком при роспуске на сортировочной горке.

Локальный износ характеризуется образованием плоского места на поверхности катания колеса, который и называется ползуном. Ползун – локальный износ колеса, который характеризуется плоской площадкой на поверхности катания (см. рисунок 3.1, а–в). Ползуны возникают в процессе скольжения колеса по рельсу юзом, который вызывает местное стирание материала.

При движении колес с дефектами поверхности катания по рельсам возникают сверхнормативные нагрузки на верхнее строение пути. Основными задачами тензометрического контроля поверхности катания колес с дефектами являются их обнаружение, идентификация внутри поезда (вагона) и оценка степени их опасности.

Для своевременного обнаружения дефектов поверхности катания железнодорожных колес проводится контроль [8] грузовых вагонов в движении. Негативное воздействие дефектов на работу ходовых частей вагонов заключается в увеличении динамических сил в системе «колесо – рельс». В процессе качения колеса с нарушением круговой симметрии поверхности катания в рельсе возникают динамические деформации. Тензометрический метод контроля основан на регистрации этих деформаций и оценке по ним степени опасности обнаруживаемых дефектов. Для реализации метода контроля необходимы экспериментальные закономерности, связывающие параметры диагностических сигналов тензосистемы с силовыми показателями и характеристиками дефектов [26].

Деформации рельсов зависят не только от абсолютного значения силы в системе «колесо – рельс», но и от точки ее приложения и направления. Рельс испытывает сложное деформированное состояние, включающее в себя следующие составляющие: изгиб, кручение, сжатие-растяжение. В зависимости от граничных условий: жесткости элементов подвижного состава и пути, траектории движения колеса по рельсу – амплитуда деформаций различных

составляющих изменяется. Сложность интерпретации диагностических сигналов также связана с динамическим характером деформирования рельса, который является преобразователем силы в деформацию с собственной амплитудно-частотной характеристикой.

Одной из основных составляющих неразрушающего контроля колесных пар вагонов в движении является связь информативных параметров сигналов тензодатчиков с характеристиками дефектов поверхности катания колес. Экспериментальные исследования проводились на измерительном участке [7] действующего пути с установленными на шейке рельса тензодатчиками, которые ориентировались для измерения вертикальных деформаций. С помощью тензометрической системы «Динамика-3» регистрировались сигналы с тензодатчиков, по которым определялись симметричные и асимметричные деформации [80, 83]. Записанные в процессе движения поезда сигналы анализировались с учетом результатов визуально-измерительного контроля на пунктах технического обслуживания после остановки поезда.

Измерение размеров дефектов при осмотре поезда проводилось с помощью штатного средства измерений осмотрщика вагонов – абсолютного шаблона (№ 44997-10 в Государственном реестре средств измерений). В соответствии с действующими нормативными и техническими документами глубина ползуна (выщербины) определяется косвенным методом по результатам двух измерений проката относительно вершины гребня. Первое измерение ΔR_1 выполняется на бездефектном участке, а второе измерение ΔR_2 – над дефектом в месте с максимальным износом. Глубина ползуна определяется как разность двух измерений ($h = \Delta R_2 - \Delta R_1$).

Пределы допускаемых инструментальных погрешностей измерений проката составляют $\pm 0,1$ мм. Опытным путем установлено, что субъективная погрешность, связанная с неопределенностью установки шаблона на обод колеса, сравнима с инструментальной, при многократных измерениях среднее квадратическое отклонение составило 0,06 мм. В соответствии с МИ-2083 [56] доверительные границы суммарной погрешности измерения глубины

поверхностного дефекта с доверительной вероятностью $P = 0,95$ составили $\Delta_{0,95} = 0,3$ мм. Для уменьшения случайной погрешности и исключения грубых погрешностей при измерительном контроле колесных пар подвижного состава измерения повторяли не менее 5 раз.

На рисунке 3.2 показана фотография ползуна и профиль поверхности катания колеса, полученный абсолютным шаблоном. На фотографии наблюдаются две области. Внутренняя область протяженностью по поверхности катания 42 мм с неровной поверхностью связана со смещением металла при образовании ползуна. Наружная область протяженностью 73 мм связана с наклепом металла [4, 21], возникающим при ударном взаимодействии колеса и рельса в процессе эксплуатации. Поверхность области наклепа является гладкой зеркальной. Изменение глубины в этой области штатными средствами не обнаруживается, так как меньше цены деления шаблона 0,1 мм.

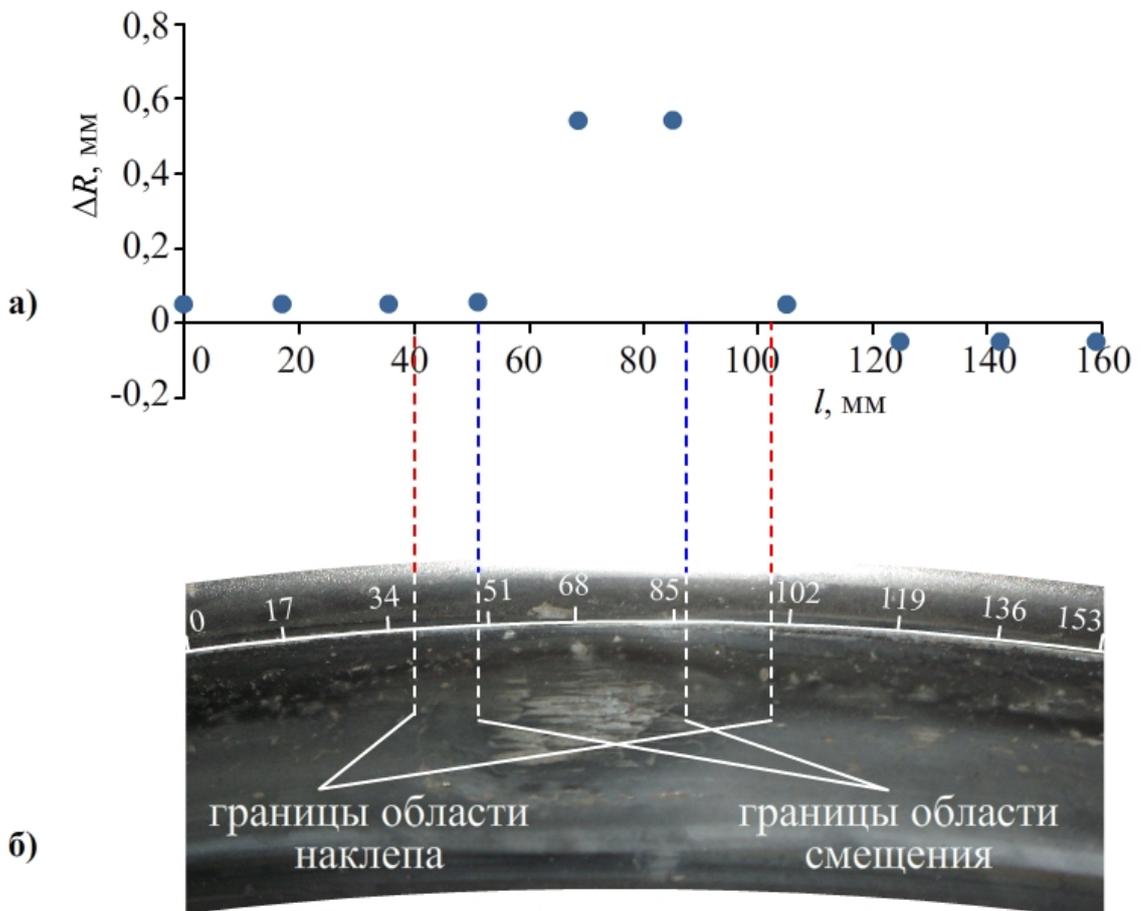


Рисунок 3.2 – Профиль поверхности катания (а) и фотография ползуна (б)

В простейшей модели ползуна, когда он представляет собой плоский участок протяженностью l , связь глубины ползуна h с его протяженностью l , в пренебрежении членами более высокого порядка малости по h , находится из простейших соотношений:

$$l \approx 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot h} = \sqrt{3844 \cdot h}. \quad (3.1)$$

Для оценки влияния на динамику колес дефектов двух разных типов: выщербин и ползунов – введена характеристика дефекта – условная протяженность дефекта вдоль поверхности катания. Для выщербин условная протяженность определяется экспериментально по длине выкрашенной части, для ползунов – экспериментально-расчетным путем по формуле (3.1) с использованием результатов измерения глубины. При наличии выщербины в ползуне за протяженность принимают наибольшую из протяженностей. Анализ деформаций, вызванных проездом колеса с дефектом поверхности катания, проводили в модели, в которой дефект представляет собой плоское место протяженностью l .

3.2 Математическое моделирование параметров сигналов при взаимодействии дефектного колеса и рельса

При динамическом исследовании системы колеса с дефектом поверхности катания и рельса, необходимо учитывать внешние факторы, так как система является открытой. В частности, существенное влияние на процессы взаимодействия колеса и рельса оказывают параметры верхнего строения пути. Рельсовый путь характеризуется массой и жесткостью, при этом он опирается на железобетонные шпалы с балластом, взаимодействие с которыми, в свою очередь, определяются собственной массой и жесткостью. Таким образом, ударное воздействие колеса с дефектом поверхности катания на рельс описывается системой двух упругих элементов, моделирующих подсистемы «колесо – рельс» и «рельс – подрельсовое основание».

В целях исследования закономерности параметров диагностических сигналов, возникающих при взаимодействии дефектного колеса и рельса, и установления функциональных зависимостей параметров диагностических сигналов с параметрами системы предложена модель с двумя упругими основаниями, представленная на рисунке 3.3.

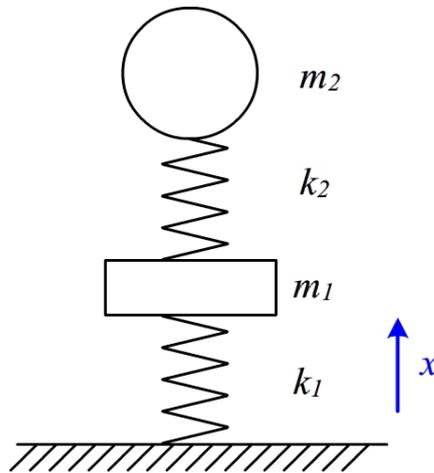


Рисунок 3.3 – Модель падения груза с двумя подпружиненными основаниями

За величину m_1 принята приведенная масса рельсов, а за k_1 – жесткость подрельсового основания. Величина m_2 – это обобщенная масса неподдресоренных элементов тележки грузового вагона. Жесткость k_2 характеризует взаимодействие колеса и рельса.

Перемещение элемента m_1 обозначено x_1 , а перемещение элемента m_2 обозначено x_2 . Система описывается двумя дифференциальными уравнениями второго порядка:

$$m_1 x_1'' = -k_1 x_1 + k_2 (x_2 - x_1), \quad (3.2)$$

$$m_2 x_2'' = -k_2 (x_2 - x_1). \quad (3.3)$$

После удара в системе возникают колебательные процессы и перемещение x_2 описывается периодической функцией.

Переменная x_1 может быть выражена из уравнения (3.3):

$$x_1 = x_2 + \frac{m_2 x_2''}{k_2}. \quad (3.4)$$

После подстановки (3.4) уравнение (3.2) принимает вид:

$$m_1 \left(x_2 + \frac{m_2 x_2''}{k_2} \right)'' + k_1 \left(x_2 + \frac{m_2 x_2''}{k_2} \right) + k_2 \left(\frac{m_2 x_2''}{k_2} \right) = 0. \quad (3.5)$$

После раскрытия скобок и приведения подобных уравнение (3.5) принимает вид:

$$\frac{m_1 m_2}{k_2} x_2^{IV} + x_2'' \left(m_1 + \frac{k_1 m_2}{k_2} + m_2 \right) + k_1 x_2 = 0. \quad (3.6)$$

Классический вид линейного дифференциального уравнения четвертого порядка получается из уравнения (3.6) умножением на $\frac{k_2}{m_1 m_2}$:

$$x_2^{IV} + x_2'' \frac{k_2}{m_1 m_2} \left(m_1 + \frac{k_1 m_2}{k_2} + m_2 \right) + \frac{k_1 k_2 x_2}{m_1 m_2} = 0. \quad (3.7)$$

Окончательно уравнение движения для координаты x_2 имеет вид:

$$x_2^{IV} + x_2'' \left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} \right) + \frac{k_1 k_2 x_2}{m_1 m_2} = 0. \quad (3.8)$$

Отношение k/m по размерности и по физическому смыслу соответствует частоте упругих колебаний механической системы. После переобозначений:

$$\omega_1^2 = k_1 / m_1, \quad (3.9)$$

$$\omega_2^2 = k_2 / m_2, \quad (3.10)$$

$$\omega_{12}^2 = k_2 / m_1 \quad (3.11)$$

уравнение движения приобретает вид:

$$x_2^{IV} + x_2'' (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_{12}^2) + \omega_1^2 \omega_2^2 x_2 = 0 \quad (3.12)$$

Для упрощения дальнейших расчетов частоты могут переобозначены:

$$\omega_0^2 = \omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_{12}^2, \quad (3.13)$$

$$\omega_3^2 = \omega_1 \cdot \omega_2. \quad (3.14)$$

В обозначениях (3.13) и (3.14) уравнение движения имеет классический вид однородного линейного дифференциального уравнения четвертого порядка с постоянными коэффициентами:

$$x_2^{IV} + x_2'' \omega_0^2 + \omega_3^4 x_2 = 0. \quad (3.15)$$

Решениями данного уравнения являются тригонометрические функции вида

$$x_2 = A \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi), \quad (3.16)$$

после подстановки которых, уравнение принимает вид:

$$A \cdot ((\cos(\omega \cdot t + \varphi))^{IV} + (\cos(\omega \cdot t + \varphi))^{II} \cdot \omega_0^2 + \omega_3^4 \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi)) = 0. \quad (3.17)$$

В результате взятия производной и простейших преобразований (3.17) приобретает вид:

$$A \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot (\omega^4 - \omega_0^2 \cdot \omega^2 + \omega_3^4) = 0. \quad (3.18)$$

Так как равенство (3.18) должно выполняться в любой произвольный момент времени, то решением $\cos(\omega \cdot t) = 0$ можно пренебречь. Тогда уравнение вырождается в линейное алгебраическое уравнение четвертого порядка с постоянными коэффициентами:

$$\omega^4 - \omega_0^2 \cdot \omega^2 + \omega_3^4 = 0, \quad (3.19)$$

Уравнение (3.19) имеет четыре корня:

$$\omega_I = +\omega_+, \quad (3.20)$$

$$\omega_{II} = -\omega_+, \quad (3.21)$$

$$\omega_{III} = +\omega_-, \quad (3.22)$$

$$\omega_{IV} = -\omega_-, \quad (3.23)$$

где введены новые обозначения:

$$\omega_+^2 = \frac{\omega_0^2 + \sqrt{\omega_0^4 - 4 \cdot \omega_3^4}}{2}, \quad (3.24)$$

$$\omega_-^2 = \frac{\omega_0^2 - \sqrt{\omega_0^4 - 4 \cdot \omega_3^4}}{2}. \quad (3.25)$$

Корни уравнения (3.19) являются парными, которые отличаются только знаком, поэтому в общем виде решение однородного уравнения (3.15):

$$x_2 = A_+ \cos(\omega_+ t) + B_+ \sin(\omega_+ t) + A_- \cos(\omega_- t) + B_- \sin(\omega_- t), \quad (3.26)$$

где A_+ , A_- , B_+ , B_- – постоянные коэффициенты.

Коэффициенты в выражении (3.26) определяются начальными условиями при $t=0$. До ударного воздействия начальные координаты равны нулю:

$$x_1 = 0, \quad (3.27)$$

$$x_2 = 0. \quad (3.28)$$

В момент удара скорость массы m_1 :

$$x_1' = 0, \quad (3.29)$$

а скорость массы m_2 равна:

$$x_2' = V_0, \quad (3.30)$$

где V_0 – начальная скорость массы m_2 в момент времени $t=0$.

После подстановки общего решения (3.26) в граничные условия (3.27)–(3.30) получается система алгебраических уравнения, решение которой позволяет определить постоянные коэффициенты:

Подстановка (3.26) в (3.28) позволяет установить соотношение коэффициентов A_+ и A_- :

$$0 = A_+ + A_-. \quad (3.31)$$

Подстановка (3.26) в (3.30) позволяет установить соотношение коэффициентов B_+ и B_- :

$$B_+ \omega_+ + B_- \omega_- = V_0. \quad (3.32)$$

Координата x_1 выражается из координаты x_2 из уравнения (3.4), которое с учетом (3.10) имеет вид:

$$x_1 = x_2 + x_2^{\text{II}} / \omega_2^2. \quad (3.33)$$

Подстановка выражения для координаты первой массы (3.33) в граничное условие (3.27), позволяет получить уравнение:

$$A_+ \left[1 - \frac{\omega_+^2}{\omega_2^2} \right] + A_- \left[1 - \frac{\omega_-^2}{\omega_2^2} \right] = 0. \quad (3.34)$$

Решение системы уравнений (3.31) и (3.34) имеет вид:

$$A_- \left[\frac{\omega_+^2 - \omega_-^2}{\omega_2^2} \right] = 0. \quad (3.35)$$

Очевидно, что (3.35) имеет бесконечно много решений в случае равенства частот $\omega_+^2 = \omega_-^2$, а в общем случае уравнения (3.35) имеет единственное тривиальное решение:

$$A_+ = A_- = 0. \quad (3.36)$$

Подстановка (3.26) в (3.29) с учетом (3.36) при $t = 0$ дает уравнение граничного условия (3.29):

$$B_+ \omega_+ \left[1 - \frac{\omega_+^2}{\omega_2^2} \right] = -B_- \omega_- \left[1 - \frac{\omega_-^2}{\omega_2^2} \right]. \quad (3.37)$$

Совместное решение линейных алгебраических уравнений (3.32) и (3.37):

$$B_- = \frac{V_0}{\omega_-} \cdot \frac{\omega_2^2 - \omega_+^2}{\omega_-^2 - \omega_+^2}, \quad (3.38)$$

$$B_+ = \frac{V_0}{\omega_+} \cdot \frac{\omega_2^2 - \omega_-^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2}. \quad (3.39)$$

Таким образом, решение системы линейных дифференциальных уравнений (3.2) и (3.3), описывающей поведение системы с двумя упругими элементами при ударном воздействии с учетом граничных условий (3.27)–(3.30), получается подстановкой (3.38), (3.39), (3.36) в (3.26):

$$x_2 = \frac{V_0}{\omega_+} \cdot \frac{\omega_2^2 - \omega_-^2}{\omega_+^2 - \omega_-^2} \cdot \sin(\omega_+ t) + \frac{V_0}{\omega_-} \cdot \frac{\omega_2^2 - \omega_+^2}{\omega_-^2 - \omega_+^2} \cdot \sin(\omega_- t). \quad (3.40)$$

После приведения подобных уравнение перемещения массы m_2 имеет вид:

$$x_2 = \frac{V_0}{(\omega_-^2 - \omega_+^2) \cdot \omega_+ \cdot \omega_-} \left[\omega_- \cdot (\omega_2^2 - \omega_-^2) \cdot \sin(\omega_+ t) + \omega_+ \cdot (\omega_2^2 - \omega_+^2) \cdot \sin(\omega_- t) \right] \quad (3.41)$$

Координата x_1 может быть получена подстановкой (3.41) в (3.4). Для анализа тензометрических сигналов необходимы не координаты x_1 и x_2 , а деформации упругих элементов k_1 и k_2 , которые в рассматриваемой модели могут быть определены следующим образом:

$$\varepsilon_1 = x_1, \quad (3.42)$$

$$\varepsilon_2 = x_2 - x_1. \quad (3.43)$$

Деформации упругого элемента k_1 получаются подстановкой (3.41) в (3.4) и окончательно в (3.42):

$$\varepsilon_1 = \frac{V_0 \cdot (\omega_2^2 - \omega_+^2) \cdot (\omega_2^2 - \omega_-^2)}{(\omega_-^2 - \omega_+^2) \cdot \omega_+ \cdot \omega_-} \left[\frac{\omega_-}{\omega_2} \cdot \sin(\omega_+ t) + \frac{\omega_+}{\omega_2} \cdot \sin(\omega_- t) \right]. \quad (3.44)$$

Деформации упругого элемента k_2 равны:

$$\varepsilon_2 = \frac{-V_0}{(\omega_-^2 - \omega_+^2) \cdot \omega_2^2} \left[\omega_+ \cdot (\omega_2^2 - \omega_-^2) \cdot \sin(\omega_+ t) + \omega_- \cdot (\omega_2^2 - \omega_+^2) \cdot \sin(\omega_- t) \right] \quad (3.45)$$

Частота ω_2 в выражениях (3.44) и (3.45) является опорной, поэтому для упрощения и удобства анализа уравнения актуальной является замена переменных:

$$v_+ = \frac{\omega_+}{\omega_2}, \quad (3.46)$$

$$v_- = \frac{\omega_-}{\omega_2}. \quad (3.47)$$

С учетом замен (3.46) и (3.47) выражения (3.44) и (3.45) принимают вид:

$$\varepsilon_1 = \frac{V_0 \cdot (1 - v_+^2) \cdot (1 - v_-^2)}{(v_-^2 - v_+^2)} \left[\frac{1}{v_+} \cdot \sin(\omega_+ t) + \frac{1}{v_-} \cdot \sin(\omega_- t) \right]; \quad (3.48)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{-V_0 \cdot (1 - v_+^2) \cdot (1 - v_-^2)}{(v_-^2 - v_+^2)} \left[\frac{v_+}{(1 - v_+^2)} \cdot \sin(\omega_+ t) + \frac{v_-}{(1 - v_-^2)} \cdot \sin(\omega_- t) \right]. \quad (3.49)$$

Для численного моделирования используются точные и интервальные оценки влияющих величин: жесткости, массы, скорости. В принятой модели процесс локального деформирования описывается элементом системы, включающим в себя упругий элемент k_2 и массу m_2 , которые представляют собой обобщающие приведенные величины, характеризующие упругие процессы при деформировании колеса и рельса и связаны с их частью массы. Приведенная масса может варьироваться в диапазоне от массы колеса 398 кг [39] до половины массы колесной пары 703 кг. Жесткость системы может быть оценена по

деформациям, вызванным вертикальной силой, полученным при численном моделировании методом конечных элементов, и составляет не менее $1,1 \cdot 10^8$ Н/м. Локальная жесткость рельса существенно зависит от точки приложения нагрузки, так как при этом могут возникать различные типы деформирования: изгиб или сжатие и их комбинации, следовательно, частота ω_2 изменяется в диапазоне от 400 до 526 с^{-1} .

Частота колебаний элемента k_1 связана с деформированием рельсошпальной решетки протяженностью от 4 до 6 м, следовательно, m_1 определяется половиной ее массы и составляет от 1 340 до 2 000 кг. Жесткость подрельсового основания существенно зависит от условий содержания пути и сезонности, но для оценок может быть принято среднее значение около $2,3 \cdot 10^7$ Н/м. В этих условиях частота ω_1 составит от 107 до 131 с^{-1} . Используемая в расчетах частота $\omega_{12}^2 = k_2 / m_1$ принимает значения от 180 до 239 с^{-1} . Для предварительных расчетов используются средние значения частот:

$$\omega_1 = 120 \text{ рад}^{-1}, \quad \omega_2 = 460 \text{ рад}^{-1}, \quad \omega_{12} = 210 \text{ рад}^{-1}.$$

Вариации жесткости подрельсового основания, которые вызывают изменение собственной частоты ω_1 более чем в три раза в диапазоне от 13 до 40 % частоты ω_2 , лишь незначительно изменяют амплитуду деформаций ε_1 и ε_2 (рисунок 3.4). Амплитуда деформаций ε_1 по абсолютной величине уменьшается на 10,6 %, а ε_2 – уменьшается на 7,6 %.

Изменения жесткости элемента модели k_2 , которые вызывают изменение собственной частоты ω_2 в диапазоне от 160 до 525 % частоты ω_1 , оказывают более существенное влияние на амплитуду деформаций ε_1 и ε_2 (рисунок 3.5), вызванных локальным деформированием рельса и глобальным деформированием рельсошпальной решетки. При изменении частоты более чем в три раза, амплитуда деформаций ε_1 по абсолютной величине уменьшается на 68 %, а ε_2 увеличивается на 61 %.

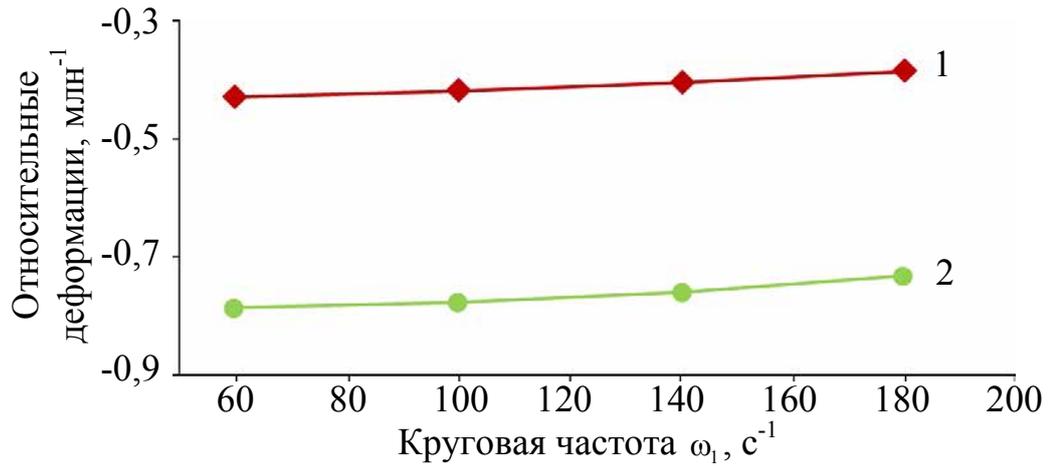


Рисунок 3.4 – Графики зависимости рассчитанных относительных деформаций ε_1 (1) и ε_2 (2) от частоты ω_1

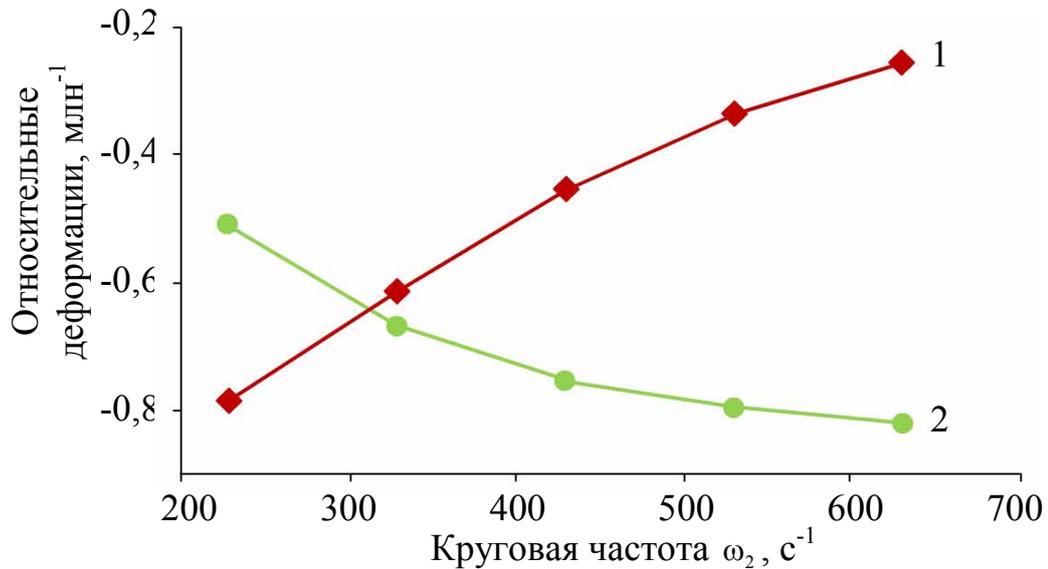


Рисунок 3.5 – Графики зависимости рассчитанных деформаций ε_1 (1) и ε_2 (2) от частоты ω_2

Уменьшение жесткости элемента k_2 вызывает увеличение частоты ω_2 , что естественно приводит к уменьшению длительности колебаний элемента k_2 и практически не влияет на длительность колебаний элемента k_1 . На рисунке 3.6, а и б показаны сигналы деформаций для двух частот $\omega_2 = 250 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_2 = 350 \text{ с}^{-1}$. При увеличении частоты обратно пропорционально изменяется длительность колебания элемента k_2 (поз. 2 на рисунке 3.7, б) с 9,5 мс до 7,7 мс. При этом

естественно увеличивается амплитуда деформаций элемента k_2 , что естественно связано с меньшей жесткостью части системы. Амплитуда деформаций элемента k_1 уменьшается из-за уменьшения времени передачи энергии от элемента k_2 к элементу k_1 .

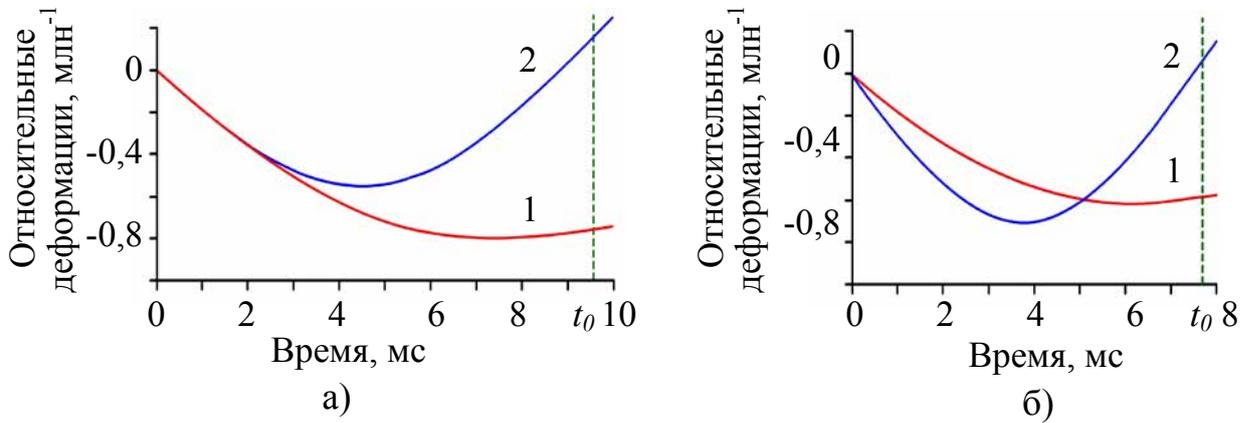


Рисунок 3.6 – График зависимости рассчитанных относительных деформаций ε_1 (1) и ε_2 (2) от времени для частот $\omega_2 = 250 \text{ с}^{-1}$ (а) и $\omega_2 = 350 \text{ с}^{-1}$ (б)

Собственные частоты системы ω_1 , ω_2 , ω_{12} по разному влияют на продолжительность импульса деформаций ε_2 (рисунок 3.7, а, б, в). Изменение жесткости k_1 подрельсового основания существенно не влияет на продолжительность импульса деформаций ε_2 . На зависимости (рисунок 3.7, а) видно, что изменение не превышает 1 %. В отличие от жесткости k_1 , жесткость элемента модели k_2 оказывает существенное влияние на временные параметры сигналов. Вариации жесткости k_2 , которые соответствуют изменению собственной частоты ω_2 в диапазоне от 160 до 525 % частоты ω_1 , приводят к увеличению продолжительности импульса деформаций ε_2 с 4,6 до 10 мс. С увеличением жесткости элемента модели k_2 продолжительность импульса деформаций ε_2 уменьшается.

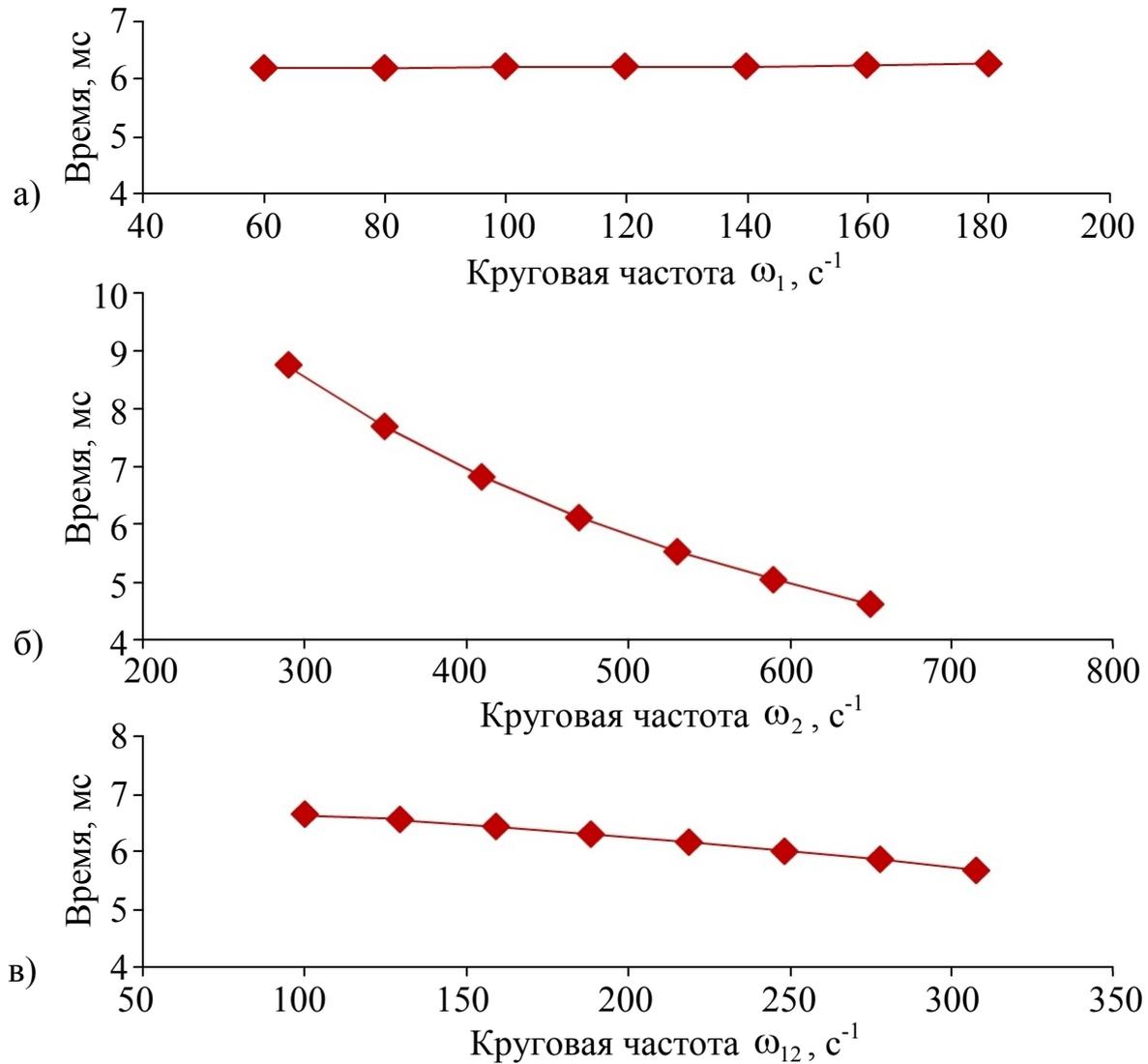


Рисунок 3.7 – Графики зависимости длительности импульса рассчитанных относительных деформаций ε_2 от частоты ω_1 (а), ω_2 (б) и ω_{12} (в)

На рисунке 3.8 приведены зависимости перемещений элементов системы от времени. Перемещение x_1 характеризует движение элементов системы массой m_1 и жесткостью k_1 . В модели под этими элементами принимается подрельсовое основание. Перемещение x_2 характеризует движение элементов системы массой m_2 и жесткостью k_2 , которые моделируют взаимодействие колеса и рельса.

В начальный момент времени кривая 3 имеет отличную от 0 производную, что связано с начальными условиями в виде начальной скорости V_0 колеса при

ударе. Наклон кривой 1 при $t = 0$ равен нулю, так как в начальный момент времени скорость элемента m_2 равна нулю.

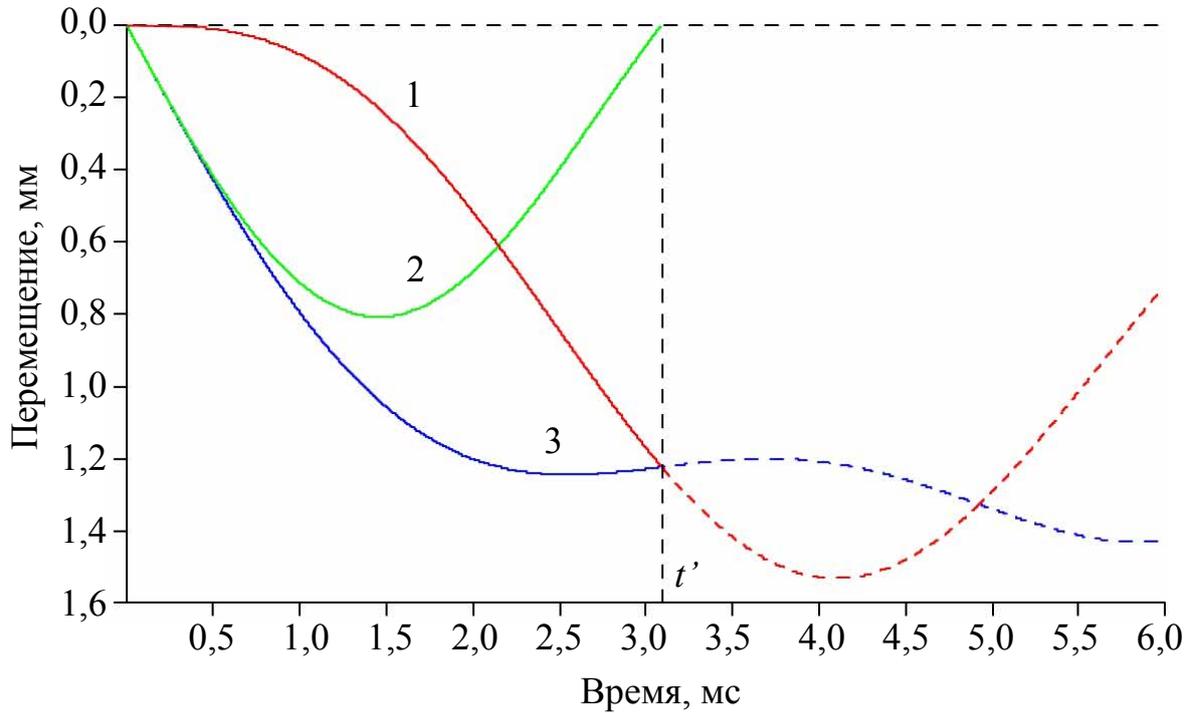


Рисунок 3.8 – Результаты моделирования зависимости перемещения x_1 (1), x_2 (2) и $x_2 - x_1$ (3) от времени

Вычисляемая величина $x_2 - x_1$ характеризует деформации элемента k_2 . Момент времени t' , когда величина $x_2 - x_1$ становится больше нуля, соответствует началу растяжения пружины k_2 . Физически это означает отрыв колесной пары от рельса и отсутствие влияния данного элемента системы на процессы, происходящие в модели. Поэтому после момента времени t' графики 1 и 3 на рисунке 3.8 обозначены пунктирной линией.

Для описания процессов, происходящих после момента времени t' , уравнение системы принимает вид:

$$m_1 x_1'' = -k_1 x_1. \quad (3.50)$$

Это однородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка имеет множество решений вида

$$x_1 = A \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B \cdot \sin(\omega_1 \cdot t). \quad (3.51)$$

Коэффициенты A и B определяются непрерывностью зависимостей координаты $x_1(t)$ и ее первой производной $x'_1(t)$ в момент времени t' :

$$x_1(t') = A \cdot \cos(\omega_1 \cdot t') + B \cdot \sin(\omega_1 \cdot t'); \quad (3.52)$$

$$x'_1(t') = -\omega_1 \cdot A \cdot \sin(\omega_1 \cdot t') + \omega_1 \cdot B \cdot \cos(\omega_1 \cdot t'). \quad (3.53)$$

После деления выражения (3.52) на $\cos(\omega_1 \cdot t')$, а выражение (3.53) – на $\omega_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t')$ эти уравнения принимают вид:

$$\frac{x_1(t')}{\cos(\omega_1 \cdot t')} = A + B \cdot \operatorname{tg}(\omega_1 \cdot t'); \quad (3.54)$$

$$\frac{x'_1(t')}{\omega_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t')} = -A + B \cdot \operatorname{ctg}(\omega_1 \cdot t'). \quad (3.55)$$

Сложение уравнений (3.54) и (3.55) дает решение для коэффициента B :

$$B \cdot [\operatorname{tg}(\omega_1 \cdot t') + \operatorname{ctg}(\omega_1 \cdot t')] = \frac{x_1(t')}{\cos(\omega_1 \cdot t')} + \frac{x'_1(t')}{\omega_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t')}, \quad (3.56)$$

а окончательно:

$$B = \frac{\frac{x_1(t')}{\cos(\omega_1 \cdot t')} + \frac{x'_1(t')}{\omega_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t')}}{\operatorname{tg}(\omega_1 \cdot t') + \operatorname{ctg}(\omega_1 \cdot t')}. \quad (3.57)$$

Коэффициент A выражается из (3.52) и с учетом (3.57):

$$A = \frac{x_1(t') - B \cdot \sin(\omega_1 \cdot t')}{\cos(\omega_1 \cdot t')}. \quad (3.58)$$

Момент времени t' , коэффициенты A и B определяются численно. Окончательно результаты моделирования упругих сил в элементах k_1 и k_2 приведены на рисунке 3.9. При моделировании жесткость элементов колеса принята равной $k_2 = 1,2 \cdot 10^8$ Н/м, а жесткость подрельсового основания равна $k_1 = 2,4 \cdot 10^8$ Н/м.

Сигналы, представленные на рисунке 3.9, характеризуют силы в подсистемах «колесо – рельс» (поз. 1) и «рельс – подрельсовое основание» (поз. 2). Сила реакции подрельсового основания отстает относительно реакции рельса. Локальный минимум силы (поз. 2) реализуется после прекращения

воздействия колеса на рельс. Временные параметры сигналов определяются соотношением частоты внешнего воздействия (в рассматриваемой модели ударного воздействия ω_2) и собственной частотой ω_1 подсистемы «рельс – подрельсовое» основание. В момент t' прекращения воздействия колеса на рельс наблюдается максимум производной силы в системе «рельс – подрельсовое основание» (поз. 2).

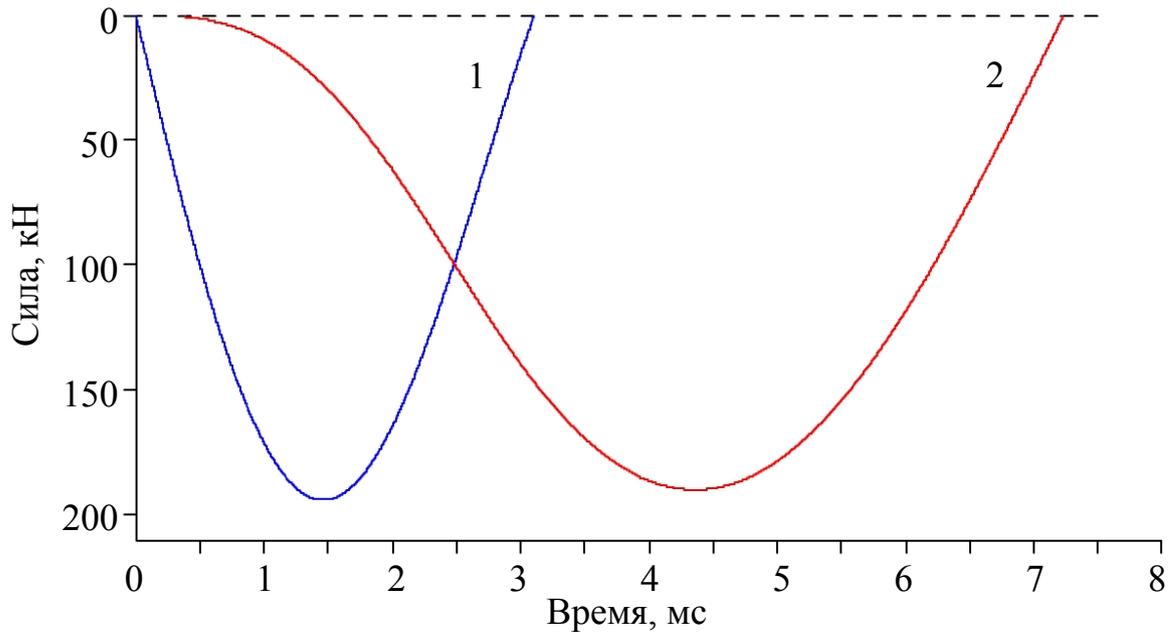


Рисунок 3.9 – Зависимость силы в системах «колесо – рельс» (1) и «рельс – подрельсовое основание» (2)

С использованием аналитической модели рассчитаны зависимости сил в обеих подсистемах от жесткости элементов k_1 и k_2 (рисунок 3.10). Жесткость элемента системы увеличивает соответствующие силы, практически не влияя на силы в смежной подсистеме. При этом зависимость силы от жесткости близка к линейной, отклонение от которой не превышает 10 %.

Зависимости деформаций и сил упругих элементов k_1 и k_2 от времени характеризуются двумя основными группами параметров: временными и амплитудными. Наибольшей информативностью обладают деформации элемента k_2 , которые напрямую коррелируют с показателями силового взаимодействия колеса и рельса. Временные и амплитудные параметры сигналов деформаций k_1

существенно зависят от абсолютных значений жесткости элементов и их соотношения. Поэтому для целей обнаружения и характеристик дефектов наилучшие результаты могут быть получены при регистрации деформаций элемента k_2 .

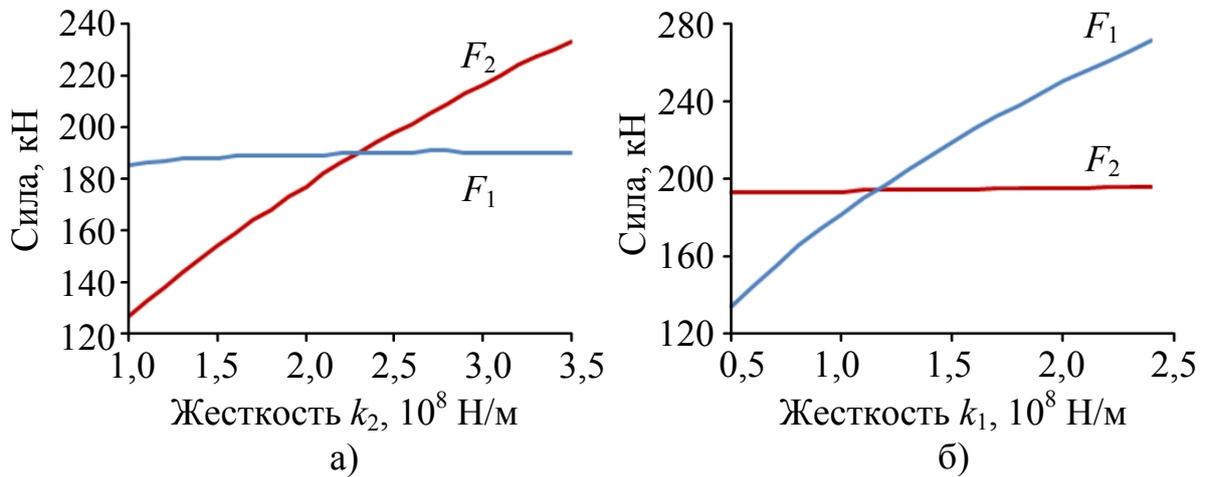


Рисунок 3.10 – Графики зависимости силы F_2 от жесткости k_2 (а) и силы F_1 от жесткости k_1 (б)

При использовании деформаций k_1 удовлетворительные результаты могут быть получены, если характерная частота воздействующей силы меньше собственной частоты ($\omega < \omega_1$). При невыполнении данного условия возможны только корреляционные зависимости.

3.3 Информативные параметры и алгоритмы обработки сигналов при проезде колес с дефектами поверхности катания

При движении колеса с дефектом, вызывающим появление в динамике дополнительных сил, в сигналах тензосистемы наблюдается приращение динамических деформаций. На рисунке 3.11 одновременно приведены графики зависимостей симметричных деформаций от времени при движении бездефектного колеса и колеса с ползуном. В сигналах дифференцируются несколько составляющих. Одиночные отрицательные пики деформаций (поз. К на

рисунке 3.11) связаны с прохождением колеса над парой тензодатчиков. Продолжительность пиков в единицах длины не превышает 200 мм. Регистрируемые одновременно на нескольких тензодатчиках пики деформаций (поз. Д на рисунке 3.11) связаны с приращением динамических сил, вызванных дефектом поверхности катания. Особенностью данной составляющей является совпадение во времени сигналов на нескольких парах тензодатчиков. В примере на рисунке 3.11 пики (поз. Д) наблюдаются в сигналах четырех пар, расположенных длине 2 м, и совпадают во времени с учетом дискретности измерения времени $\pm 0,06$ мс.

Применительно к задаче контроля параметров вагонов сигналы с тензодатчиков являются диагностическими, содержащими информацию о дефектах поверхности катания. Для организации контроля выбран и обоснован комплекс информативных параметров сигналов, которые наилучшим образом коррелируют с характеристиками дефектов.

Пики симметричных деформаций при движении колеса с дефектом расположены на расстоянии более 100 мм от тензодатчика и связаны с силой реакции опоры шпалы. Симметричные деформации, вызванные силой реакции шпалы, позволяют обнаруживать ударное воздействие на расстояниях более 1 м. Асимметричные деформации связаны с кручением рельса, являются более дальнедействующими и позволяют регистрировать силовое воздействие на расстояниях более 1,5 м. Так как асимметричные деформации вызваны изгибающим моментом силы, то амплитудные параметры существенно зависят от эксцентриситета приложения вертикальной нагрузки и боковых сил от колеса на рельс. Асимметричные деформации перспективно использовать для обнаружения дефектов поверхности катания из-за их дальнего действия, при этом информативность их сигналов низкая, так как параметры существенно зависят от траектории движения колеса по рельсу.

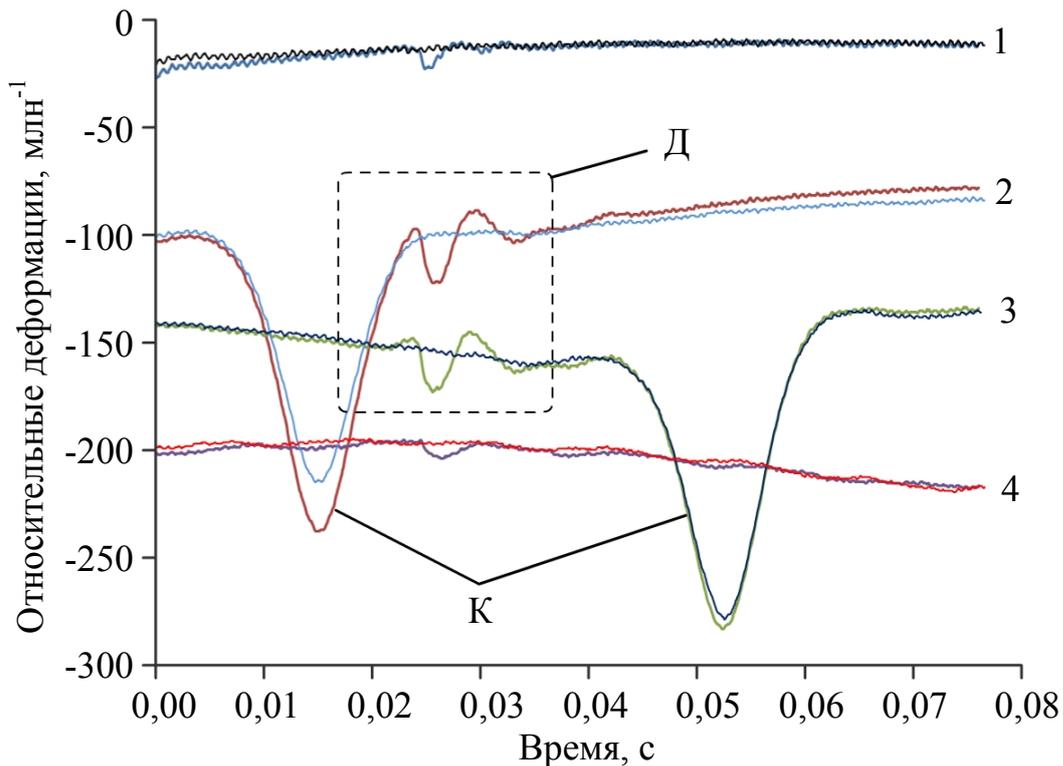


Рисунок 3.11 – Зависимость симметричных деформаций на 1-й, 2-й, 3-й, 4-й парах тензодатчиков от времени при движении бездефектного колеса и колеса с ползуном глубиной 0,3 мм, где Д – сигнал от дефекта, К – сигнал от колеса

Механизм возникновения приращения симметричных деформаций при локальном увеличении вертикальной силы, действующей от дефектного колеса на рельс, связан с силой реакции опоры, возникающей при опирании рельсов на шпалы. В сигналах тензодатчиков, расположенных в межшпальных ящиках, подобные пики отсутствуют, и сигнал от дефекта наблюдается только при попадании дефекта в зону чувствительности тензодатчиков протяженностью 200 мм.

Временные параметры сигналов тензодатчиков связаны с фазами взаимодействия дефекта поверхности колеса и рельса. Моделирование движения колесной пары с ползуном достаточно подробно описано в работах авторов Л.В. Кудюрова, Д.С. Гарипова [46, 47]. В процессе проезда колеса выделяются следующие характерные фазы (рисунок 3.12): наезд на ближний край дефекта (рисунок 3.12, а); наезд на дальний край дефекта, ударное воздействие колеса

(рисунок 3.12, б); заезд на бездефектную часть поверхности катания (рисунок 3.12, в).

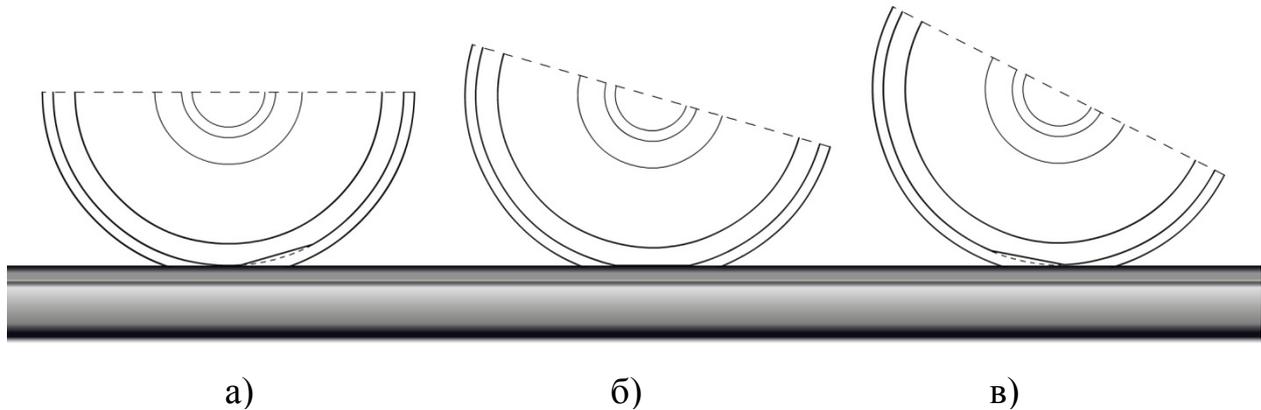


Рис. 3.12 – Фазы движения колеса с ползуном по рельсу

На рисунке 3.13 показаны экспериментальные зависимости симметричных и асимметричных деформаций от времени при движении колеса с дефектом поверхности катания. В момент наезда колеса на переднюю кромку дефекта (рисунок 3.12, а) колесо разгружается, при этом симметричные деформации уменьшаются по абсолютной величине (поз. Б на рисунке 3.13, а). Касание дальней кромкой дефекта поверхности катания рельса (рисунок 3.12, б) происходит с ненулевой вертикальной скоростью. В этой точке сила воздействия колеса на рельс увеличивается. На кривой симметричных деформаций наблюдается экстремум (поз. В на рисунке 3.13, а). Таким образом, интервал времени t_{AB} от точки А (поз. А на рисунке 3.13, а) до точки Б (поз. Б на рисунке 3.13, а) связан с длиной ползуна l и скоростью движения поезда V очевидным соотношением:

$$l = 2 \cdot V \cdot t_{AB}. \quad (3.59)$$

В точке Г (см. рисунок 3.13, а) наблюдаются наименьшие сжимающие деформации рельса. Колесо в этот момент времени находится в верхней точке. Данное положение колеса возникает после наезда на дальнюю кромку ползуна (рисунок 3.13, в). Локальный минимум деформаций в точке Д (рисунок 3.13, а) связан с колебательными процессами в системе «колесо – рельс».

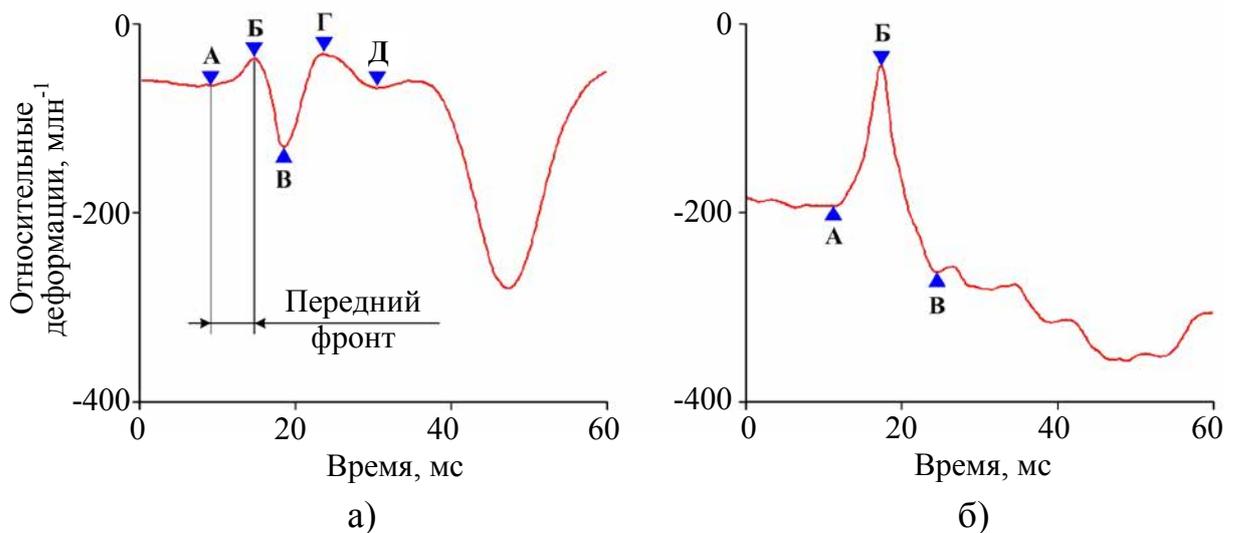


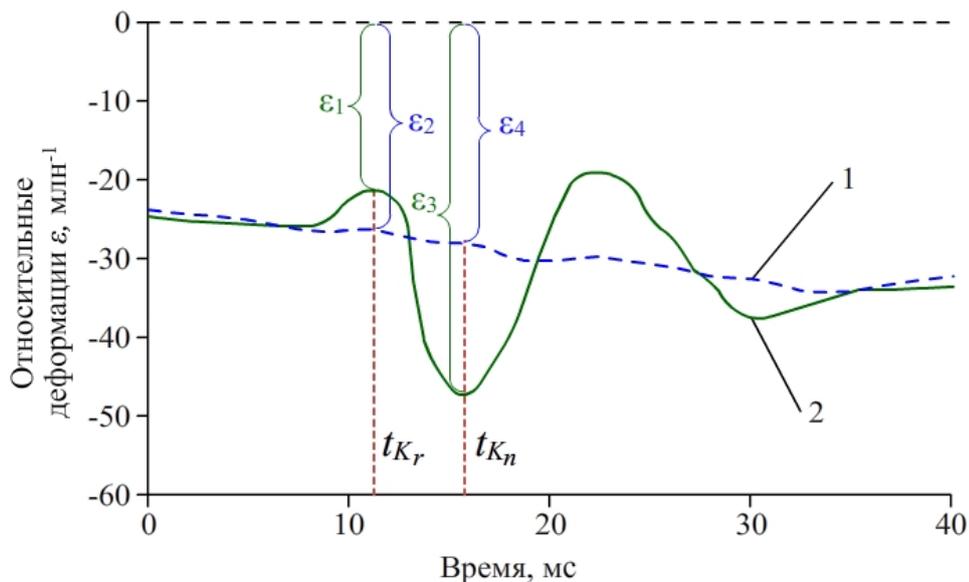
Рисунок 3.13 – Графики зависимости симметричных (а) и асимметричных (б) деформаций от времени при проезде колеса с дефектом

Сигнал асимметричных деформаций существенно отличается от симметричных деформаций. На форму сигнала оказывает существенное влияние не только сила в системе «колесо – рельс», но и положение точки контакта на поверхности катания головки рельса. Например, на рисунке 3.13, б точка Б, связанная с уменьшением силы при наезде на ползун, выражена неявно в виде перегиба, при этом на кривой симметричных деформаций в этот момент наблюдается экстремум. Точка В, в которой реализуются максимальные деформации рельса, проявляется на асимметричных деформациях раньше, так как частота изгибных колебаний рельса существенно выше, чем вертикальные колебания рельсошпальной решетки.

Временные параметры сигналов тензосистемы напрямую связаны с протяженностью дефекта вдоль поверхности катания. Существенное влияние на них оказывают амплитудно-частотные характеристики системы «колесо – рельс», при этом наилучшая характеристика, напрямую связанная с протяженностью дефекта, – это длительность переднего фронта, т.е. время, в течение которого амплитуда деформаций убывает от первоначального значения (поз. А на рисунке 3.13, а) до минимума (поз. Б на рисунке 3.13, а). Применение временных

параметров ограничено оценкой только геометрических размеров дефектов, для оценки силовых показателей взаимодействия колеса и рельса необходимо привлекать амплитудные характеристики.

На рисунке 3.14 в увеличенном масштабе приведены одновременно сигналы от прохождения бездефектного (поз. 1) и дефектного (поз. 2) колеса. Амплитудные параметры обозначены: ε_1 – минимальная амплитуда в момент времени t_{Kn} , связанная с разгрузкой рельса при проезде дефектного колеса; ε_2 – амплитуда в момент времени t_{Kr} от воздействия бездефектного колеса; ε_3 – максимальная амплитуда в момент времени t_{Kn} , связанная с силовым воздействием дефектного колеса на рельс; ε_4 – амплитуда деформаций при движении бездефектного колеса в момент времени t_{Kn} .



t_{Kr} – момент времени максимальной разгрузки рельса; t_{Kn} – момент времени максимальной нагрузки рельса

Рисунок 3.14 – Графики зависимости симметричных деформаций колеса без дефекта (1) и с дефектом (2) от времени

Силовые характеристики взаимодействия колеса и рельса коррелируют с амплитудными параметрами сигналов симметричных деформаций. Оценка величины силы может быть выполнена в результате сравнения сигналов от проезда бездефектного колеса (поз. 1 на рисунке 3.14) и дефектного колеса (поз. 2

на рисунке 3.14). Силовое воздействие колес с дефектами характеризуется коэффициентами разгрузки K_r и нагрузки K_n :

$$K_r = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}; \quad (3.60)$$

$$K_n = \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_4}. \quad (3.61)$$

Коэффициенты количественно описывают приращение деформации при движении дефектного колеса относительно деформаций, регистрируемых в процессе движения бездефектного колеса. Динамические силы, воздействующие на рельс от колеса с дефектом, определяются как произведение коэффициента нагрузки на половину осевой нагрузки P_0 :

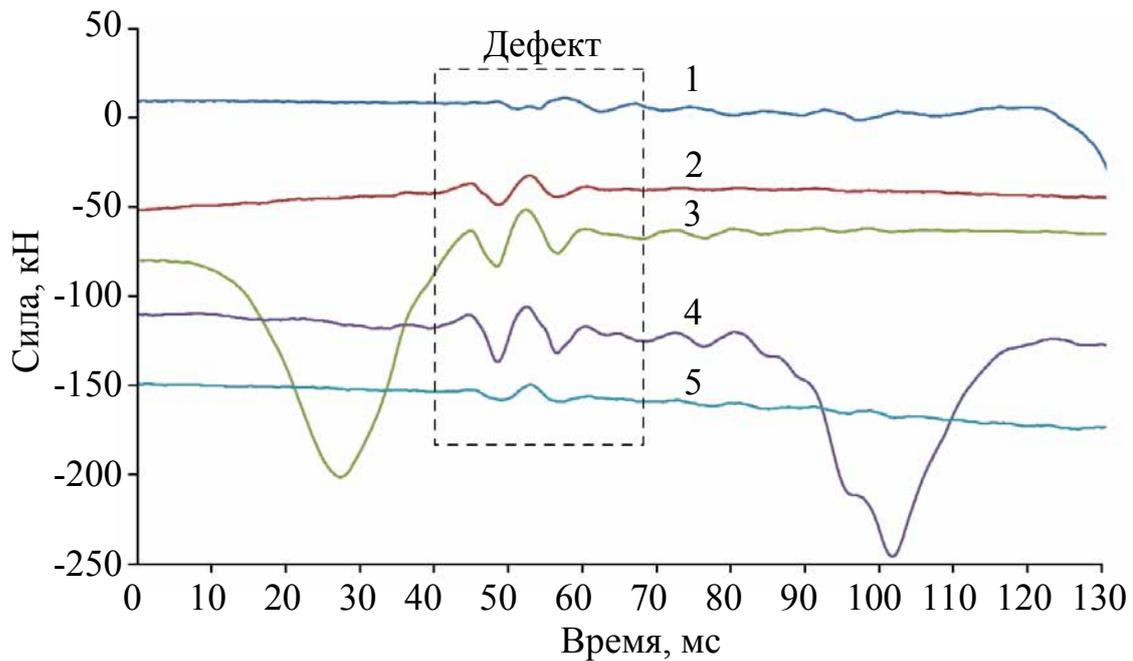
$$F = K_n \cdot P_0 / 2. \quad (3.62)$$

Для определения вертикальной силы от бездефектного колеса на рельс, используются вертикальные деформации, регистрируемые в процессе движения колеса над парой тензодатчиков, как показано в работе [44]. Для данных, представленных на рисунке 3.14, коэффициент $K_n = 1,7$, а соответствующая ему сила $F = 188$ кН.

Коэффициент нагрузки позволяет проводить контроль колес по схеме сравнения. Импульсная сила, вызванная воздействием колеса, сравнивается с нормальным качением бездефектного участка колеса. При проведении контроля в реальных условиях для ползунов глубиной от 0,3 до 1,7 мм вертикальная сила на рельс составила от 80 до 400 кН.

Геометрические размеры дефекта связаны с временными параметрами сигналов. Передний фронт сигнала, на котором амплитуда деформаций убывает от первоначального значения до минимума, связан с наездом на переднюю кромку ползуна. Длительность переднего фронта прямо пропорциональна протяженности дефекта и обратно пропорциональна скорости движения колеса. Для ползунов глубиной от 0,3 до 1,7 мм длительность переднего фронта изменяется от 4 до 20 мс при скорости движения поезда 15 м/с.

Колесо с дефектом поверхности катания при проезде по рельсу оказывает на него импульсное ударное воздействие [55]. Возникающие при этом реакции шпал фиксируются двумя–пятью парами тензодатчиков. На рисунке 3.15 представлен график зависимости симметричных деформаций от времени при проезде колеса с дефектом поверхности катания. Импульсное воздействие наблюдается в сигналах деформаций, зарегистрированных пятью парами тензодатчиков.



1, 2, 3, 4 и 5 – симметричные деформации на 1-й, 2-й, 3-й, 4-й и 5-й паре тензодатчиков соответственно

Рисунок 3.15 – Графики зависимости симметричных деформаций на нескольких парах тензодатчиках от времени при проезде колеса с дефектом

Данный эффект множественной регистрации силового воздействия может быть использован для повышения надежности обнаружения момента времени наезда колеса на ползун. Для решения задачи обнаружения дефекта разработан последовательный алгоритм обработки диагностических сигналов – симметричных и асимметричных деформаций. Первичные сигналы деформаций подвергаются операции свертки с эталонной функцией вида

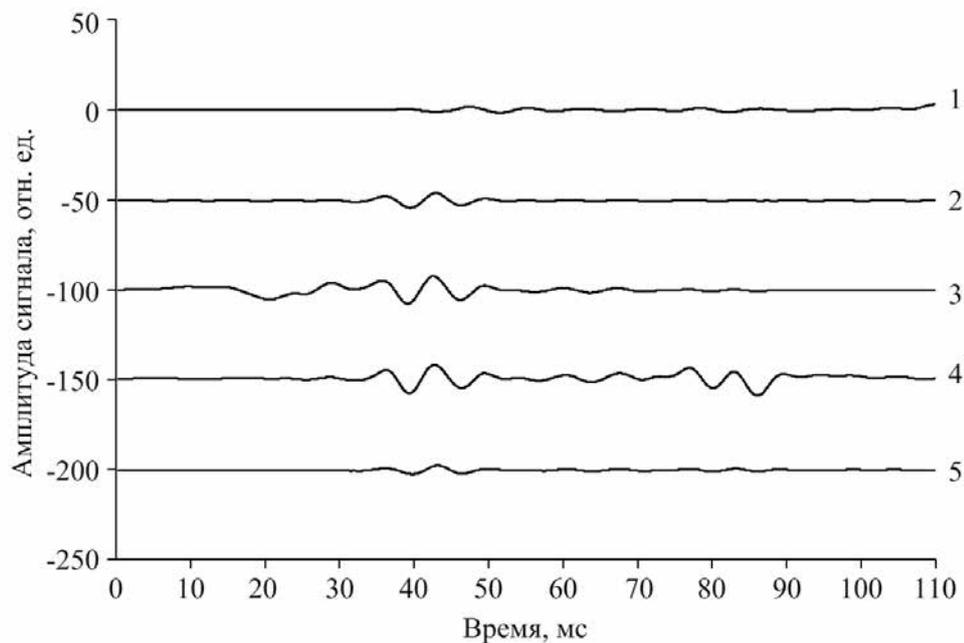
$$\varphi(t) = 1/2 \cdot [1 - \cos(\omega \cdot t)], 0 \leq t \leq 2 \cdot \pi/\omega, \quad (3.63)$$

где $\omega = 2 \cdot \pi \cdot V / l$ – круговая частота, с^{-1} ;

V – скорость колеса, м/с;

l – максимальная допустимая длина дефекта, м.

Отличительной особенностью применяемого алгоритма является зависимость параметров эталонной функции от скорости движения и максимальной допускаемой протяженности длины дефекта. Период функции свертки в данном случае устанавливается соизмеримым с длительностью сигнала, который соответствует условной протяженности дефекта поверхности катания – 30–60 мм. На рисунке 3.16 представлен результат выполнения операции свертки исходного сигнала с эталонной функцией.



1–5 амплитуда сигнала на 1–5-м канале

Рисунок 3.16 – Графики зависимости сигнала симметричных деформаций после операции свертки от времени

Операция свертки обеспечивает фильтрацию первичных сигналов [43]. При этом уменьшаются неинформативные низкочастотные и высокочастотные составляющие сигнала, связанные с проездом колеса над тензодатчиком, шумами аппаратуры и внешними шумами. Для увеличения отношения сигнал/шум сигналы на соседних парах перемножаются. При разработке алгоритма

варьировалось количество перемножаемых сигналов. На рисунке 3.17 представлены графики зависимости произведения сигналов от времени, полученные по двум (а) и трем (б) соседним парам тензодатчиков.

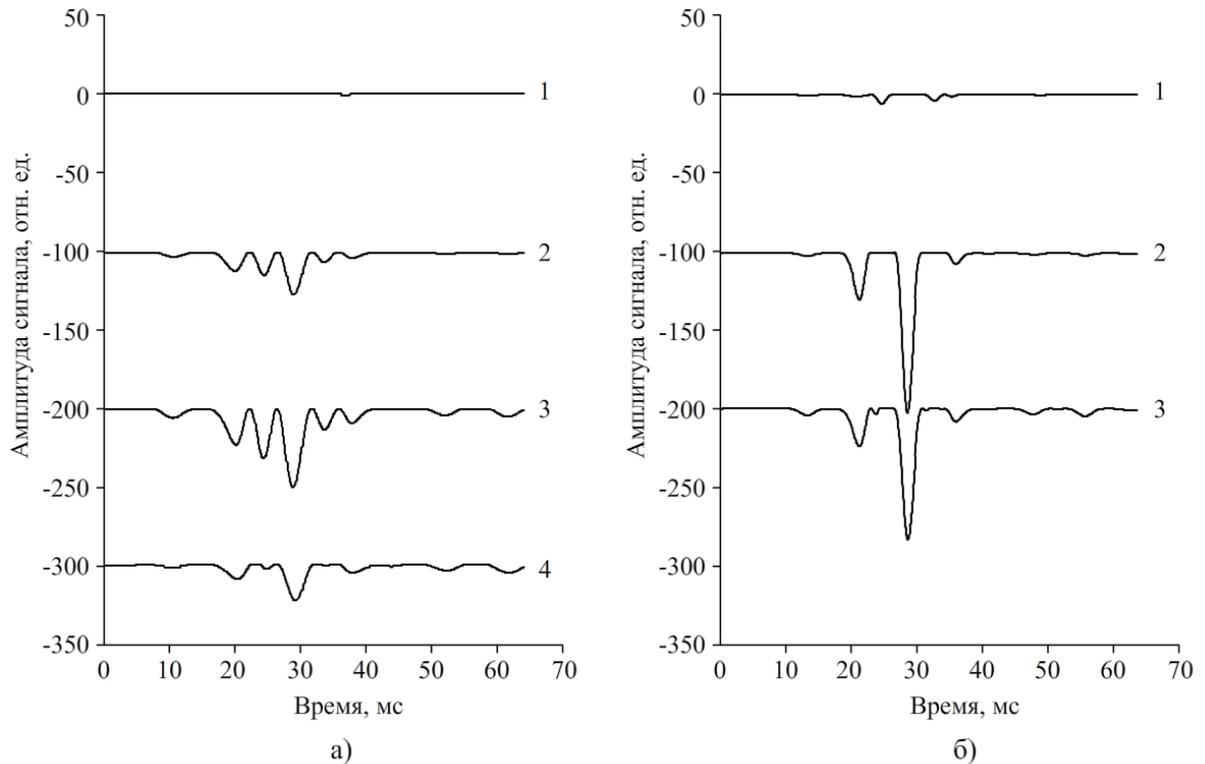


Рисунок 3.17 – Графики зависимости сигналов от времени, перемноженных по парно (а) и по три (б)

Математически произведение фильтрованных деформаций описывается следующим выражением:

$$U_{i,j} = \prod_{k=1}^n (\varepsilon_{i,j+k}), \quad (3.64)$$

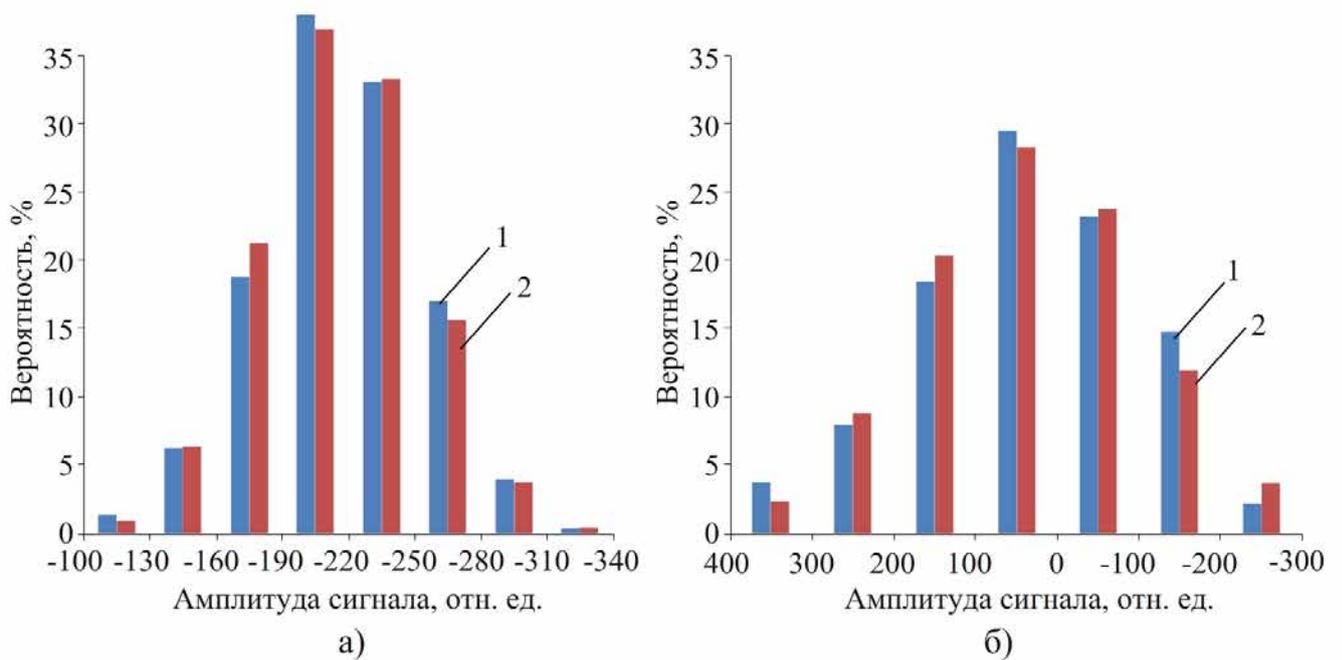
где ε – сигнал симметричных деформаций, отн. ед.;

i – индекс отсчетов АЦП;

j – индекс каналов в диапазоне от 0 до 1 при перемножении по два и от 0 до 2 при перемножении по три сигнал с соседних пар тензодатчиков.

Исследовалась вероятность попадания дефектов с определенной амплитудой в интервалы значений симметричным (рисунок 3.18, а) и асимметричных (рисунок 3.18, б) деформаций. Распределение дефектов, найденных по симметричным деформациям, описывается нормальным законом

распределения [38]. Гипотезу о нормальном распределении проверяли с использованием критерия Пирсона χ^2 . При этом приняли границы доверительной вероятности 10 %, при этом значение χ^2 составило $\chi^2_{0,1;4} = 1,05$. Распределение дефектов, найденных по асимметричным деформациям, также описывается нормальным законом распределения. При этом границы доверительных интервалов приняли за 10 % и критерий Пирсона χ^2 составил $\chi^2_{0,1;4} = 0,71$.



1 – экспериментальные данные; 2 – теоретические данные

Рисунок 3.18 – Распределение количества дефектов в разных интервалах симметричных (а) и асимметричных (б) деформаций

Алгоритм реализован на языке программирования C# [9, 57, 121] и встроен в специализированное программное обеспечение. В результате работы алгоритма формируется диагностический сигнал. На рисунке 3.19 представлено изображение специализированного программного обеспечения, в котором визуализируется этот сигнал. К производству сигналов применяется пороговый метод поиска импульсов деформаций. Момент времени, в котором амплитуда сигнала превышает установленный порог, считается временем дефекта.

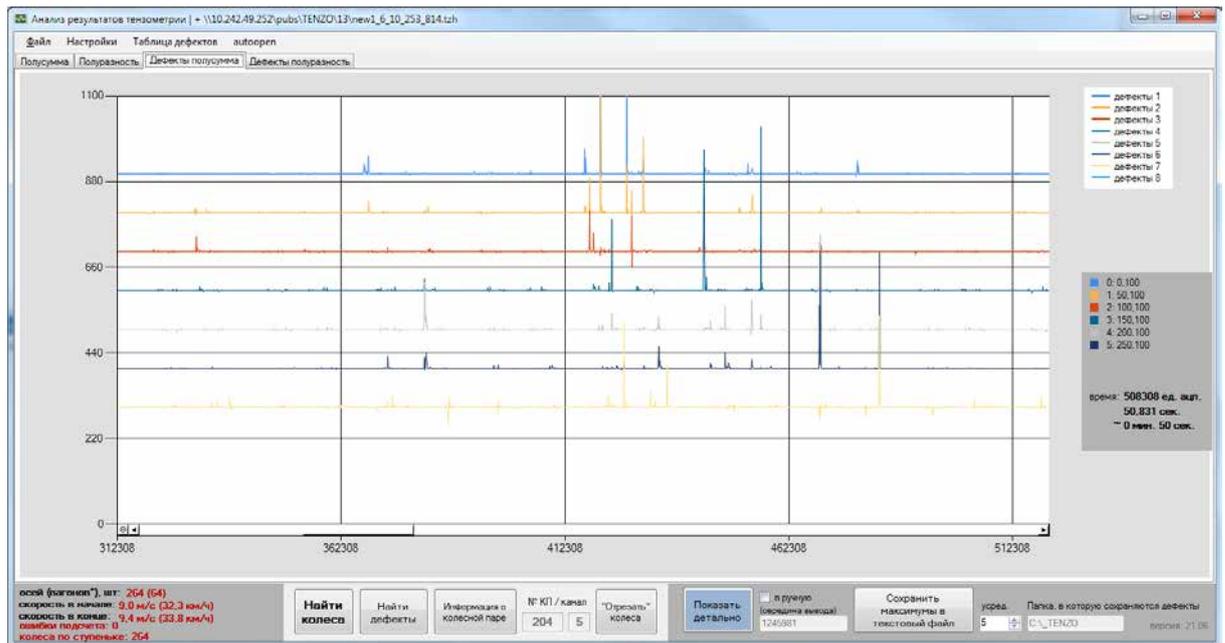


Рисунок 3.19 – Специализированное программное обеспечение и визуализированный диагностический сигнал

В локальной области максимума сигнала программа проводит анализ и определяет информативные параметры. Для каждого локального максимума определяется коэффициент нагрузки, по которому рассчитывается максимальное значение динамической силы и длительность переднего фронта.

Выводы по третьей главе

1. Дефекты поверхности катания типа ползун и выщербина состоят из двух областей. Внутренняя область с плоской поверхностью, образовавшаяся при смещении металла, и с выкрашиванием поверхностного слоя, характеризуется нарушением круговой формы колеса. Во внешней области с зеркальной, гладкой поверхностью, образовавшейся в процессе наклепа при ударном взаимодействии с рельсами, изменения размеров в пределах погрешности средств измерений 0,1 мм не обнаружено. Для характеристики размеров дефекта при сравнительных испытаниях визуально-измерительного контроля введено понятие условной протяженности дефекта, определяемой по размерам внутренней области или косвенно по максимальной глубине ползуна h по из соотношения $l \approx 62 \cdot \sqrt{h}$.

2. Взаимодействия колеса с начальной вертикальной скоростью, возникающей при наезде на дефект поверхности катания, и рельса адекватно описывается моделью, состоящей из системы двух упругих элементов, имитирующих подсистемы «колесо – рельс» и «рельс – подрельсовое основание». Деформации элементов воспроизводят локальные деформации в зоне чувствительности тензодатчика протяженностью 180 мм и локальные деформации, связанные с реакцией шпалы на вертикальную нагрузку.

3. С использованием построенной математической модели исследованы зависимости амплитудных и временных параметров сигналов тензосистемы от собственных частот подсистем «колесо-рельс» (ω_2) и «рельс-подрельсовое основание» (ω_1). Увеличение собственной частоты ω_1 , связанной с изменениями жесткости подрельсового основания, более чем в три раза вызывает одинаковые по знаку и близкие по значениям изменения ε_1 , ε_2 равные соответственно 10,6 % и 7,6 %. Расхождение результатов измерений силы в двух подсистемах не превышает 3 %. Увеличение круговой частоты ω_2 подсистемы «колесо – рельс» создает существенные изменения амплитуды деформаций ε_1 , ε_2 с разными знаками. Деформации ε_2 в подсистеме «колесо-рельс» увеличиваются более чем в 1,5 раза, а деформации ε_1 в подсистеме «рельс – подрельсовое основание» уменьшаются более чем в два раза. Длительность импульса деформаций ε_2 практически не зависит от параметров подрельсового основания и определяется только собственной частотой системы «колесо – рельс».

4. При движении колеса с дефектом поверхности катания в сигналах симметричных деформаций выделяются три момента времени, которые соответствуют фазам движения колеса: наезд ближний край дефекта, наезд на дальний край дефекта и выезд на бездефектную часть поверхности катания. Для количественной характеристики дефектов по сигналам тензометрической системы предложены информативные параметры: длительность переднего фронта и амплитуда деформаций, связанные корреляционными зависимостями с протяженностью дефекта и динамической силой от колеса на рельс.

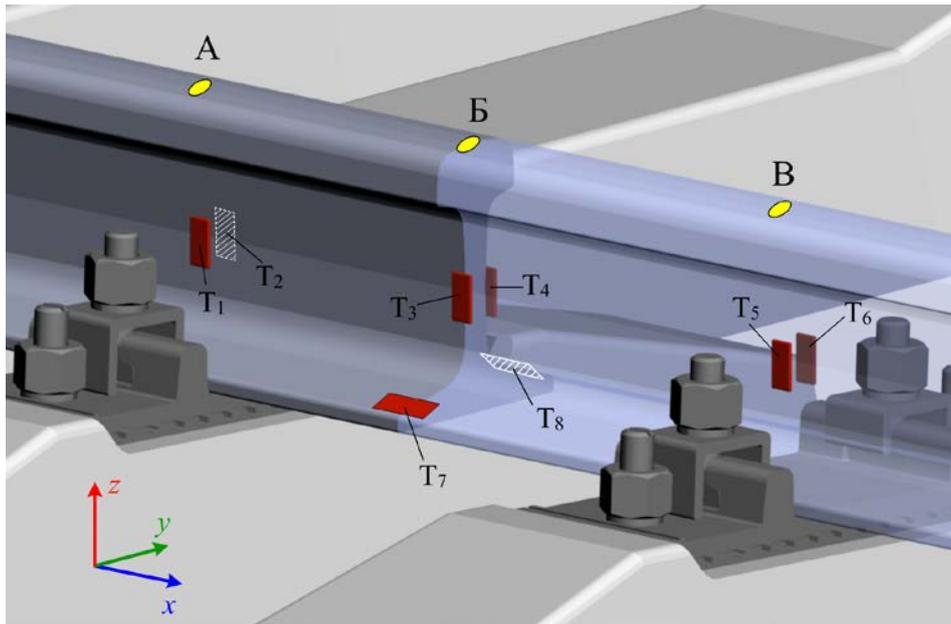
5. Для обнаружения дефектов поверхности катания разработаны алгоритмы обработки сигналов, основанные на фильтрации методом линейной свертки с тригонометрической функцией, период которой определяется минимальной протяженностью недопустимого дефекта поверхности катания и скоростью колеса, и перемножением деформаций на соседних парах тензодатчиков. Алгоритмы фильтрации и поиска импульсных составляющих сигнала, связанных с дефектами поверхности катания реализованы в программном обеспечении диагностической системы «Динамика-3».

4 Результаты эксплуатации системы контроля колес железнодорожных вагонов

4.1 Разработка методов калибровки диагностической системы для измерения статических и динамических сил

Достоверность результатов диагностики колесных пар во многом определяется погрешностями измерения динамических сил, связанных с качением колеса без дефектов поверхности катания, и динамических сил, вызванных воздействием коротких неровностей поверхности катания. Вероятности ошибок первого (перебраковки) и второго (пропуск дефекта) рода связаны с погрешностями и неопределенностями результатов измерений. Одной из приоритетных задач при разработке, создании и внедрении диагностических систем является метрологическое обеспечение.

Исследование методов калибровки диагностической системы проводилось на полигоне СГУПС на экспериментальном участке пути. Схема измерительного участка приведена на рисунке 4.1. На правом рельсе относительно направления движения на высоте $h = 82$ мм с внутренней и наружной сторон шейки рельса над каждой шпалой наклеивались проволочные тензорезистивные датчики T_1-T_2 и T_5-T_6 типа ПКС-12-200 с номинальным сопротивлением $R = 200$ Ом [57]. Тензодатчики T_1-T_2 и T_5-T_6 ориентировались вертикально для измерения деформаций ε_z . Пара тензодатчиков T_3-T_4 располагалась симметрично между шпалами. Тензодатчики также ориентировались вдоль оси z . Между шпалами на подошву рельса наклеивалась дополнительная пара тензодатчиков T_7-T_8 для регистрации продольных деформаций ε_x . Данный тип деформаций позволял контролировать изгиб рельса в вертикальной плоскости.



А, Б, В – точки приложения динамических сил;

T_1 - T_2 и T_5 - T_6 , – тензодатчики, установленные на шейке рельса над центрами шпал; T_3 - T_4 – тензодатчики, установленные на шейке симметрично между шпалами;

T_7 - T_8 – тензодатчики, установленные на подошве рельса

Рисунок 4.1 – Схема измерительного участка пути

Испытания проводились двумя типами нагрузок: динамической (ударной) и статической. Статическое нагружение (рисунок 4.2) осуществлялось с помощью ручного гидравлического домкрата (5), который устанавливался между поперечной балкой железнодорожной платформы (7) и рельсом (6). В силовую цепь между поперечной балкой и домкратом устанавливался механический динамометр ДОСМ-3-50К с индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм. Для регулировки высоты использовались металлические вставки (4) цилиндрической формы. Механический динамометр калибровался на машине для механических испытаний материалов до максимальной нагрузки 50 кН. Статические испытания проводились в тех же точках, что и динамическое нагружение. Результаты статической калибровки сопоставлялись с результатами динамической калибровки.

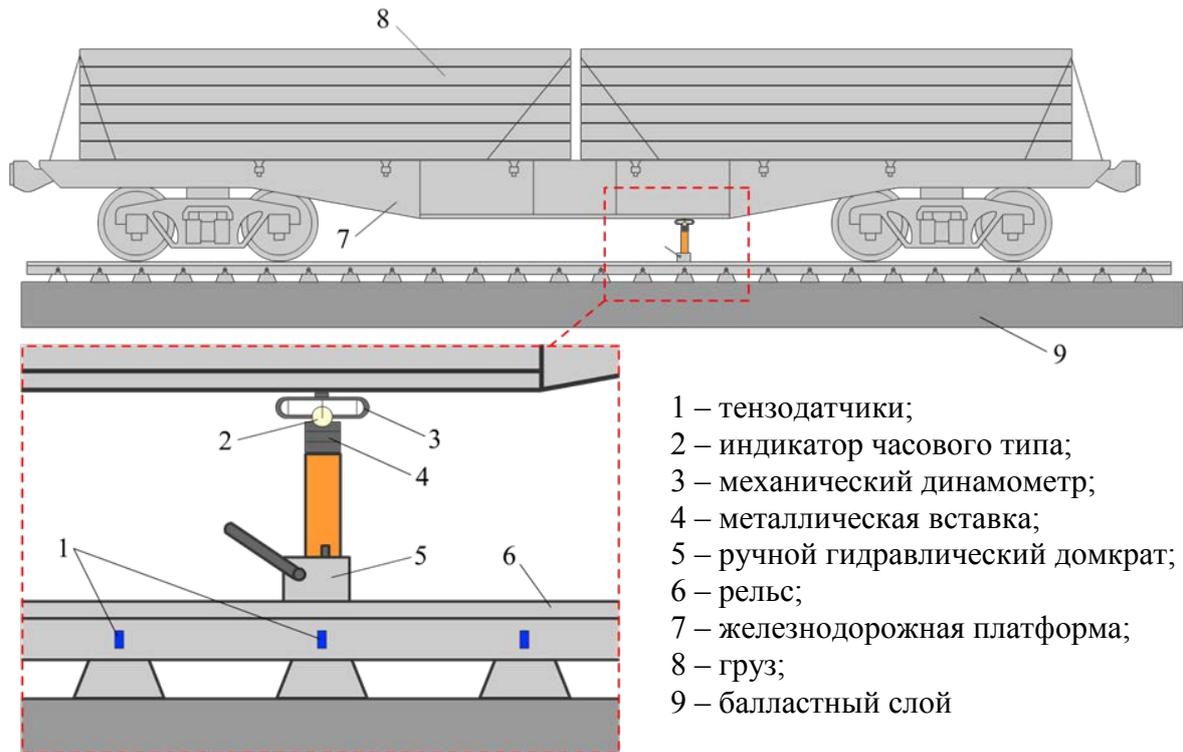
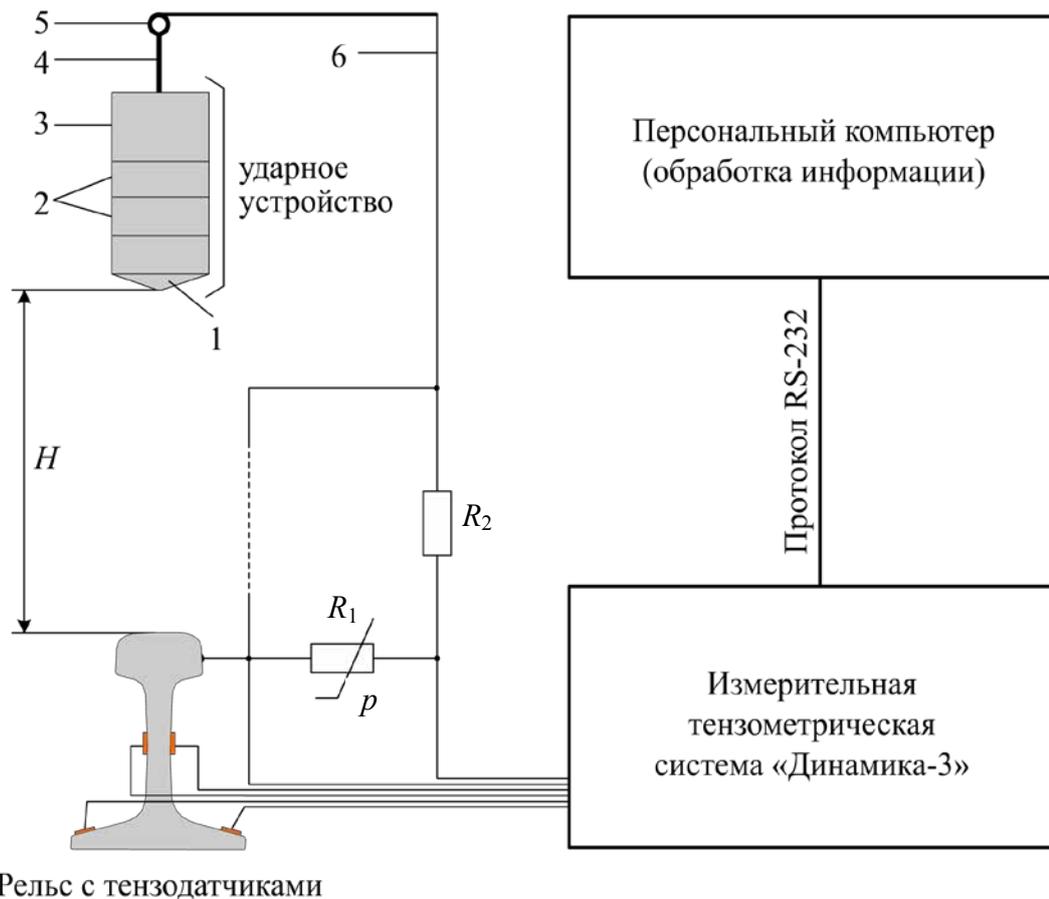


Рисунок 4.2 – Схема и оборудование для проведения исследований по статическому нагружению рельсов

Динамическая нагрузка воспроизводилась ударным способом (рисунок 4.3). Специально разработанное устройство (рисунок 4.4) сбрасывалось с высоты H на поверхность катания рельса. Устройство состояло из комплекта металлических шайб (поз. 6 и 7 на рисунке 4.4) и бойка (поз. 5 на рисунке 4.4). Шайбы нанизывались на шпильку М10 (позиция 1 на рисунке 4.4) и фиксировались бойком, который закручивался на шпильку. В комплект входила одна шайба весом 2 кг, изготовленная из дюралюминия марки Д16Т, пять шайб весом по 2 кг, изготовленные из стали марки Ст45. Металлические шайбы закреплялись на шпильке М10 при помощи гайки. Для обеспечения надежного крепления под гайку дополнительно устанавливалась пружинная шайба (шайба Гровера). Комплект металлических шайб позволял собрать ударное устройство разной массой. Минимальная масса ударного устройства составляет 3 кг, а максимальная – 15 кг.



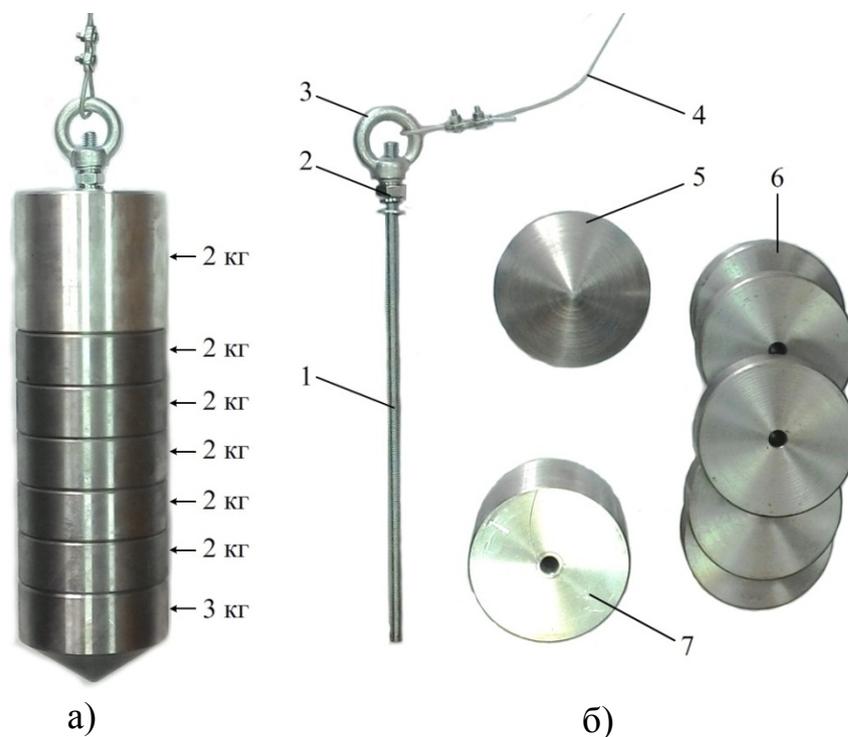
1 – боек ударного устройства ($m = 3$ кг); 2 – добавочные металлические шайбы ($m = 2$ кг); 3 – добавочная дюралюминиевая шайба ($m = 2$ кг); 4 – шпилька М10;
5 – кольцо для подвешивания, 6 – соединительный трос

Рисунок 4.3 – Схема и оборудование для проведения исследований по динамическому нагружению рельсов

Для поднятия ударного устройства на определенную высоту использовался стальной трос $\varnothing 4$ мм в поливинилхлоридной изоляции (поз. 4 на рисунке 4.4), который крепился к устройству с помощью специального кольца (поз. 3 на рисунке 4.4). Кроме этого, трос служил электрическим проводником, обеспечивающим электрический контакт между ударным устройством и измерительной системой при измерении продолжительности удара.

Направленное падение ударного устройства и контроль места удара на поверхности катания рельса обеспечивалось полипропиленовой трубой с

внутренним $\text{Ø}100$ мм и длиной 2 м. Ударное устройство помещалось внутрь трубы и поднималось на заданную высоту: 0,5, 1,0 и 1,5 м. В трубе имеются сквозные поперечные отверстия $\text{Ø}10$ мм, расположенные на заданных высотах от нижнего края трубы. Отверстия предназначены для фиксации ударного устройства по высоте. В нижней части трубы с внешней стороны имеются две пары рисок. Одна пара рисок расположена вдоль рельса, для контроля бокового смещения (эксцентриситета) точки удара относительно плоскости симметрии рельса. Вторая пара рисок расположена перпендикулярно продольной оси рельса и предназначена для определения продольной координаты точки удара.



1 – соединительная шпилька; 2 – фиксирующая гайка; 3 – кольцо для подвешивания; 4 – трос $\text{Ø} 4$ мм; 5 – ударный конус из стали 45 массой 3 кг; 6 – втулка из стали 45 массой 2 кг; 7 – втулка из дюралюминия Д16 массой 2 кг
Рисунок 4.4 – Ударное устройство в сборе (а) и его элементы (б)

Продолжительность удара измерялась по времени электрического контакта между ударным устройством и рельсом. В один из каналов тензометрической системы (см. рисунок 4.3) был подключен стандартный тензодатчик ($R_1 = 200$ Ом). Параллельно к тензодатчику подключалась электрическая цепь,

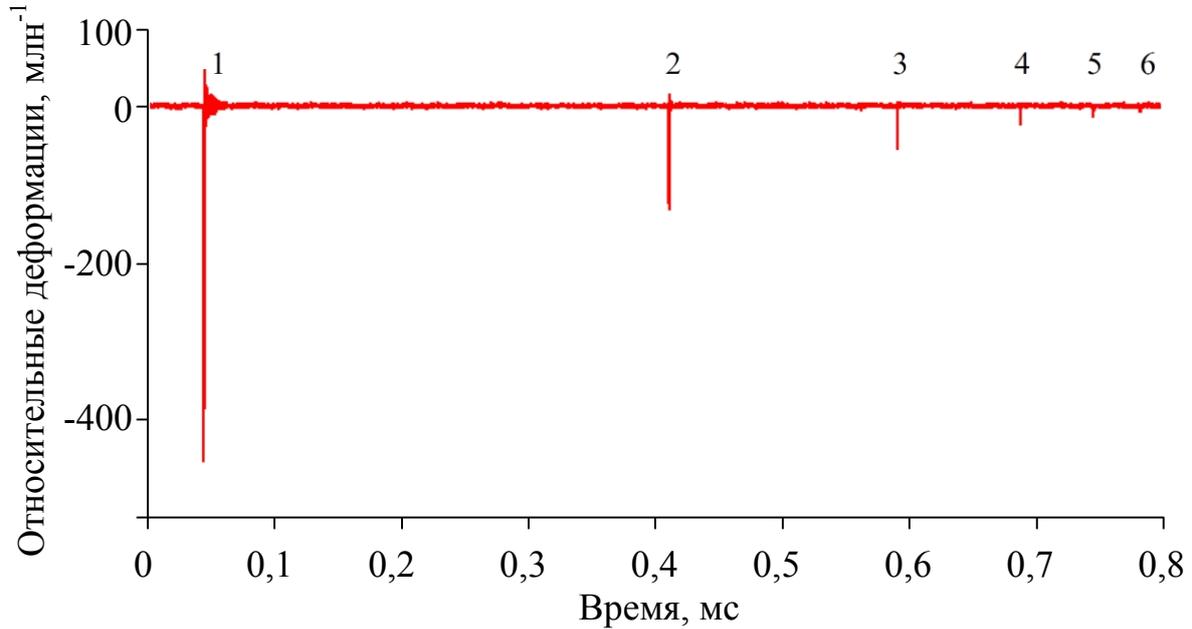
состоящая из последовательно соединенных элементов: постоянного резистора ($R_2 = 20$ кОм), токопроводящего троса, ударного устройства, рельса. В отсутствии контакта между ударным устройством и рельсом сопротивление цепи равно сопротивлению тензорезистора $R_1 = 200$ Ом. При замыкании ударного устройства на рельс резистор R_2 параллельно подключается к резистору R_1 и общее сопротивление цепи становится равным $R_{\text{общ}} = 198$ Ом. Изменение сопротивления регистрируется тензометрической системой, в сигналах которой возникает импульс, по продолжительности которого определяется время удара.

В серии экспериментов с ударным воздействием на рельс варьировалась начальная высота от 0,5 до 1,5 м и масса груза от 5 до 15 кг. При каждом падении ударного устройства регистрировались относительные деформации и продолжительность электрического контакта и рельса. Деформации регистрировались тензометрической системой «Динамика-3» с частотой дискретизации 32 кГц.

При каждом испытании ударное устройство совершает несколько ударов о рельс, которые возникают вследствие упругого отскока груза. На графике (рисунок 4.5) каждый удар (поз. 1–5) отображается в виде импульсов отрицательной полярности. Интервал времени между импульсами связан с равноускоренным движением груза от поверхности рельса на некоторую высоту h и обратно до поверхности катания. Продолжительность времени между импульсами характеризует скорость упругого отскока груза от рельса. Пренебрегая сопротивлением воздуха и трением груза о трубу, считая движение равноускоренным в поле силы тяжести, скорость второго удара можно принять равной скорости упругого отскока при первом ударе.

На рисунках 4.6 и 4.7 в увеличенном масштабе времени представлены графики зависимостей симметричных и асимметричных деформаций соответственно. На рисунках показаны деформации только при первом ударе (поз. 1 на рисунке 4.5). Графики деформации при повторных ударах имеют аналогичные временные зависимости с отличием только по амплитуде и продолжительности удара. Каждый удар вызывает колебательные процессы двух

типов: локальные деформации в рельсе и глобальные деформации рельсошпальной решетки.



1-6 – импульсы деформаций, вызванные ударным воздействием

Рисунок 4.5 – График зависимости симметричных деформаций шейки рельса от времени

По длительности сигнала электрического контакта (поз. 1 на рисунках 4.6 и 4.7) судят о длительности удара. Сигналы симметричных деформаций, зарегистрированные на тензодатчиках, обозначены под номерами 2–5. На рисунках 4.6 и 4.7 представлены сигналы при бросании груза массой 5 кг с высоты 1 м в точку Б (см. рисунок 4.1). Наибольшую амплитуду имеет сигнал (поз. 5 на рисунках 4.6 и 4.7), зарегистрированный с пары тензодатчиков T_3-T_4 , так как они расположены непосредственно под точкой удара. Сигналы под номерами 2 и 3 на рисунках 4.6 и 4.7 зарегистрированы с пар тензодатчиков T_1-T_2 и T_5-T_6 соответственно. Сигнал под номером 4 характеризует продольные деформации рельса и зарегистрирован парой тензодатчиков T_7-T_8 .

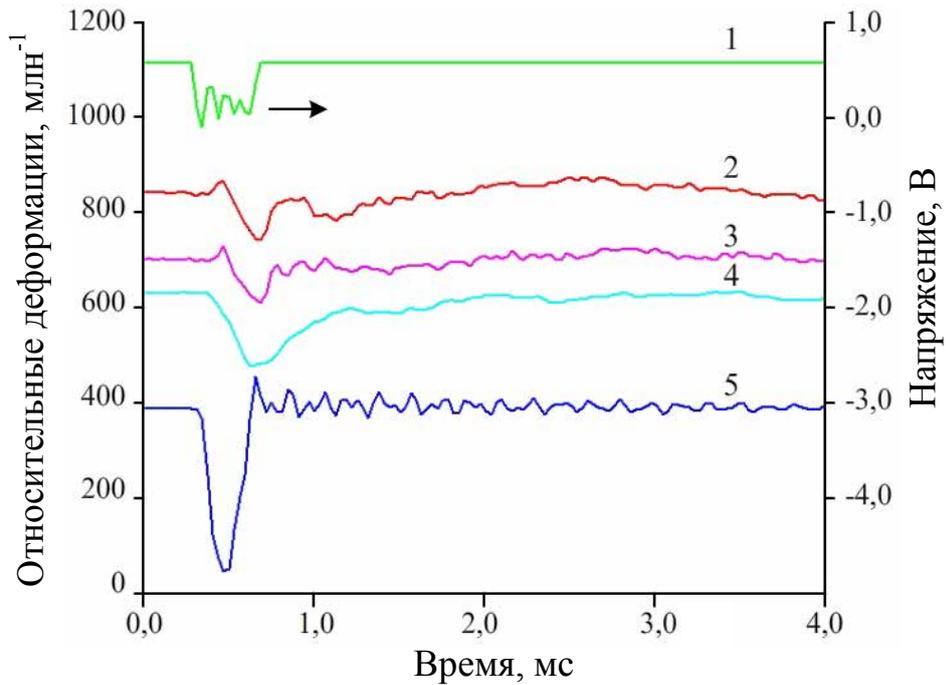


Рисунок 4.6 – Графики зависимости сигналов симметричных деформаций (2–5) и электрического контакта груза и рельса (1) от времени при ударе о рельс грузом массой $m = 5$ кг, брошенного с высоты $h = 1$ м

Колебания различаются спектральным составом, оцениваемым по амплитудно-частотной характеристике регистрируемых сигналов. На рисунке 4.8 представлены характеристики, рассчитанные методом быстрого преобразования Фурье. В амплитудно-частотных характеристиках сигнала симметричных деформаций (рисунок 4.8, а) присутствуют две составляющие с несущими частотами 6 и 10 кГц. В сигналах асимметричных деформаций (рисунок 4.8, б) также присутствует две несущих частоты – 2 и 10 кГц. Высокочастотная мода (10 кГц) вызвана локальными колебаниями рельса в месте ударного воздействия и может быть оценена по формуле:

$$f = \frac{C}{2 \cdot H} = \frac{5900 \text{ м/с}}{2 \cdot 0,18 \text{ м}} = 16 \text{ кГц}, \quad (4.1)$$

где C – скорость распространения продольной волны в стали, м/с;

H – высота рельса, м.

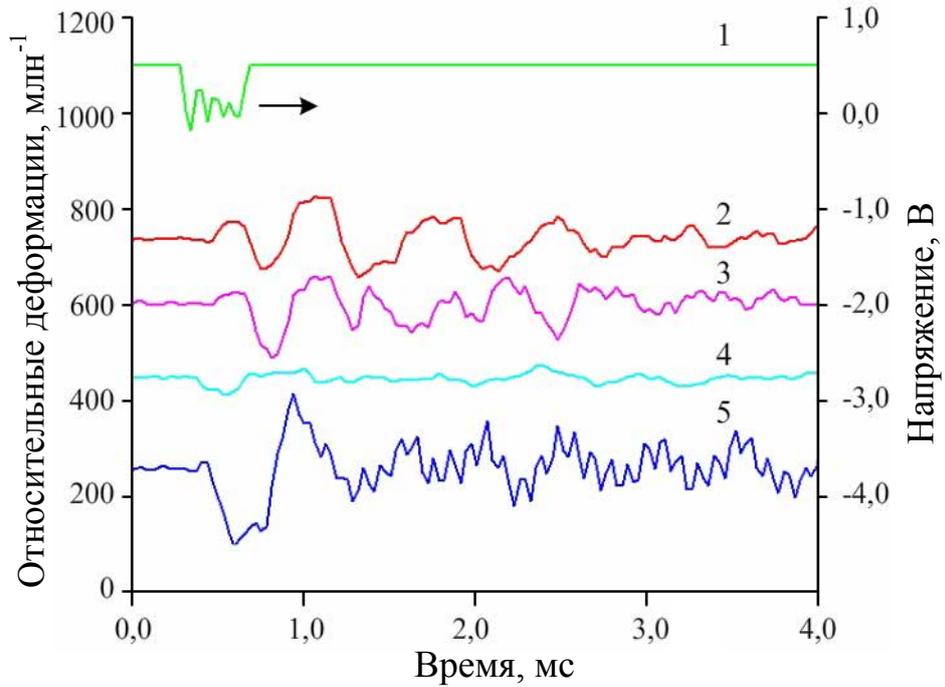
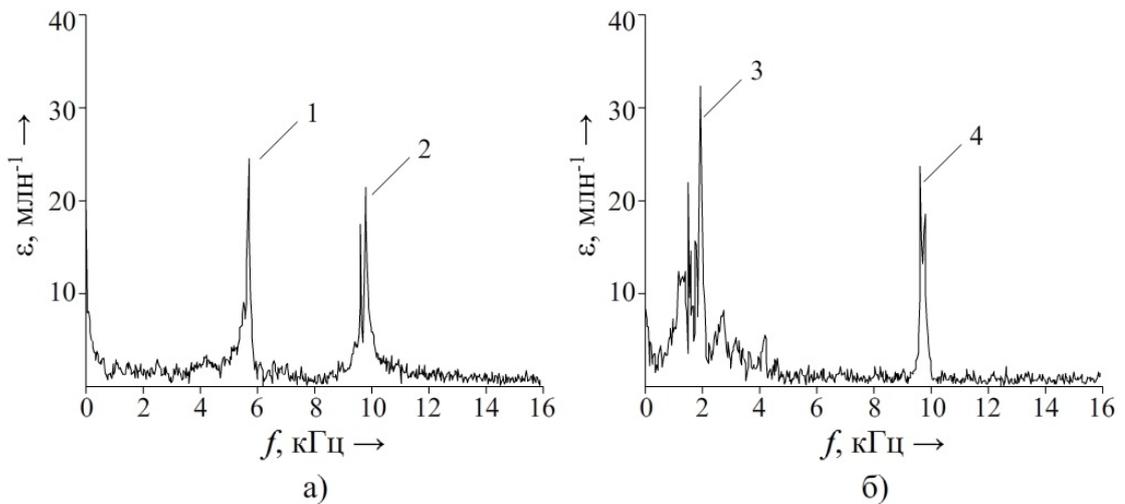


Рисунок 4.7 – Графики зависимости сигналов асимметричных деформаций (2–5) и электрического контакта груза и рельса (1) от времени при ударе грузом массой $m = 5$ кг, брошенного с высоты $h = 1$ м



1 – основная частота 6 кГц; 2 – основная частота 10 кГц;

3 – основная частота 2 кГц; 4 – основная частота 10 кГц

Рисунок 4.8 – Амплитудно-частотная характеристика симметричных (а) и асимметричных (б) деформаций шейки рельса

Отличие расчетной частоты 16 кГц и реальной частоты 10 кГц объясняется различием реальной скорости распространения в ограниченном объекте от

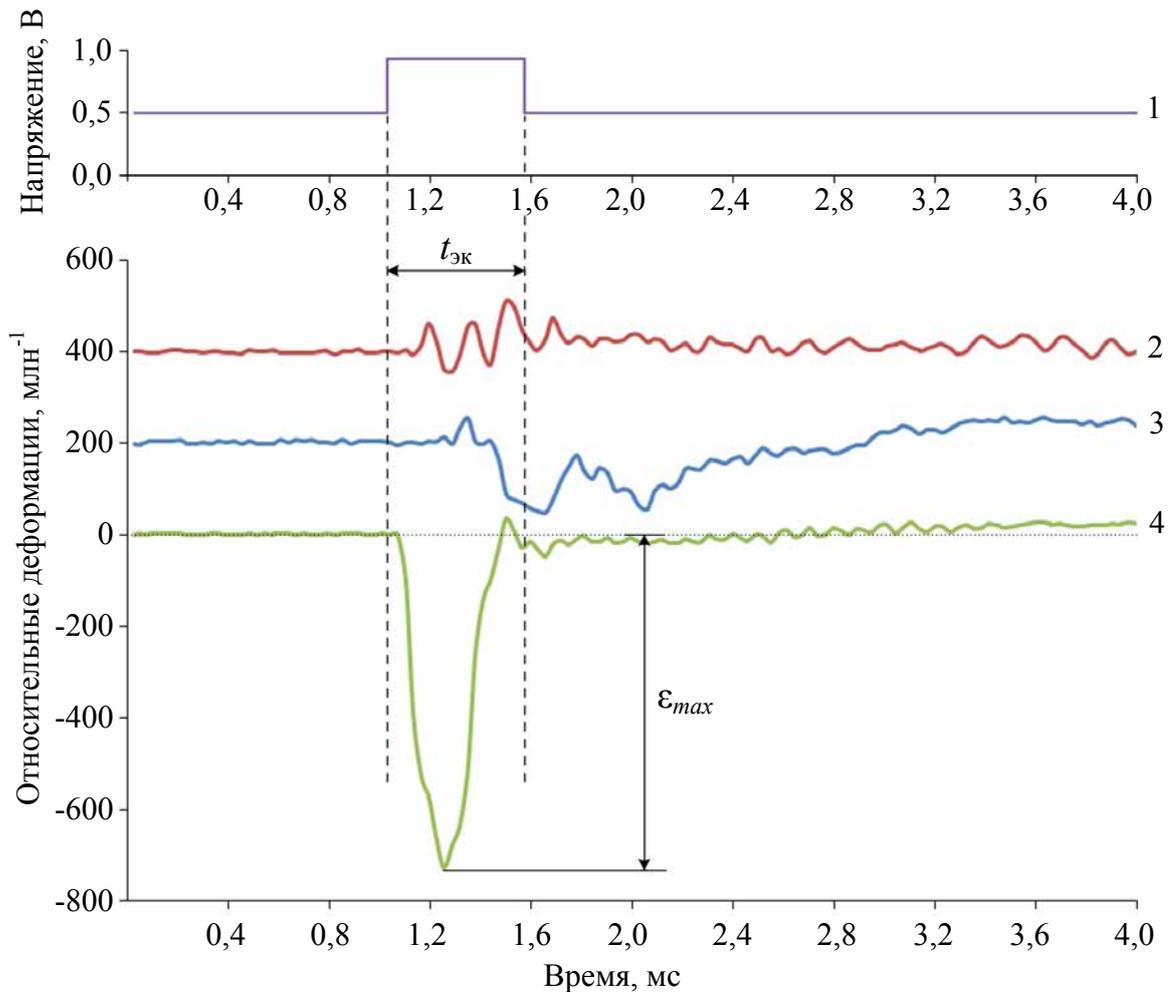
скорости продольной волны в рельсе. Низкочастотная составляющая асимметричных деформаций (2 кГц) вызвана деформациями рельса типа «кручение». Данный тип деформаций является дальнедействующим и регистрируется тензодатчиками на расстояниях более 1 м от точки удара.

В сигналах симметричных деформаций (поз. 2–4 на рисунке 4.6) наблюдается также низкочастотная составляющая с частотой ниже 1 кГц. Данная составляющая связана с колебаниями рельсошпальной решетки, которая включает рельсы, рельсовые подкладки, шпалы и часть верхнего слоя балластной призмы. Данная составляющая регистрируется на расстояниях свыше 1,5 м.

При проведении экспериментов регистрировался сигнал электрического контакта между ударным устройством и рельсом. По этому сигналу судили о продолжительности взаимодействия ударного устройства и рельса. На рисунке 4.9 представлена зависимость электрического контакта ударного устройства и рельса (поз. 1). Электрический контакт ударного устройства и рельса описывается прямоугольным импульсом. Спектр сигнала (рисунок 4.10, б) соответствует спектру идеального прямоугольного импульса (рисунок 4.10, а).

Длительность симметричных деформаций (поз. 4 на рисунке 4.9), зарегистрированных тензодатчиками непосредственно под местом удара, соответствует длительности электрического контакта. При этом практически отсутствуют эффекты, связанные с инерционностью системы. Это свидетельствует о более высокой собственной частоте локальных колебаний рельса (10 кГц) по сравнению с частотой воздействия (3 кГц), оцениваемой по длительности ударного воздействия.

Временные зависимости симметричных деформаций (поз. 3 на рисунке 4.9), зарегистрированные над соседними относительно места удара шпалами, существенно отличаются. Локальный минимум деформаций соответствует времени окончания удара, что связано с максимальным прогибом рельса в вертикальной плоскости и максимальной силой взаимодействия рельса со шпалами.



1 – сигнал электрического контакта груза и рельса; 2–4 – сигналы с тензодатчиков; $t_{\text{эк}}$ – длительность электрического контакта; ε_{max} – амплитуда максимальных симметричных деформаций

Рисунок 4.9 – Графики зависимости сигналов симметричных деформаций

Длительность ударного взаимодействия экспоненциально зависит от скорости удара (рисунок 4.11) и составляет от 0,3 до 0,6 мс. В экспериментах наблюдалась корреляция длительности удара с эксцентриситетом приложения ударной нагрузки. Так как собственная частота рельса, определяется двумя типами деформаций: локальными и изгибными, эксцентриситет приводит к перераспределению энергии колебаний между этими модами, что естественным образом изменяет частоту системы.

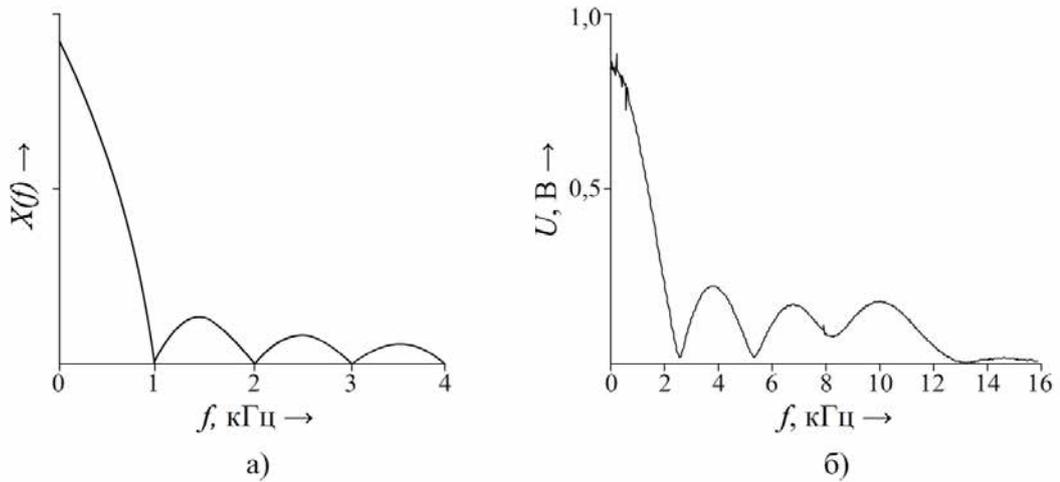
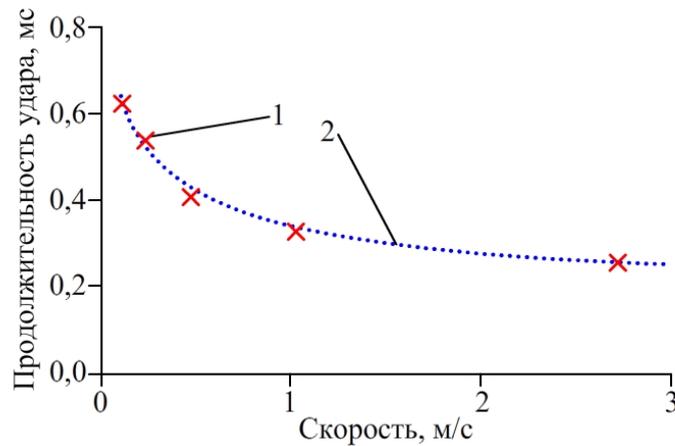


Рисунок 4.10 – Амплитудно-частотная характеристика идеального прямоугольного импульса (а) и сигнала электрического контакта (б) груза и рельса при ударе



1 – экспериментальные данные; 2 – данные, полученные методом аппроксимации наименьших квадратов

Рисунок 4.11 – Зависимость продолжительности удара от скорости груза:

Анализ связи симметричных деформаций и вертикальной динамической силы выполнен с использованием основных уравнений динамики. Известно, что изменение импульса ударного устройства пропорционально силе и времени ее воздействия [21]:

$$\Delta P = F \cdot \Delta t, \quad (4.2)$$

где ΔP – изменение импульса, кг·м/с²;

F – сила, кН;

Δt – интервал времени, с.

В упругой области симметричные деформации ε_s шейки рельса прямо пропорциональны вертикальной силе F :

$$F = k_F \cdot \varepsilon_s, \quad (4.3)$$

где F – механическая сила, Н;

k_F – коэффициент пропорциональности, Н·млн;

ε_s – симметричные деформации, млн⁻¹;

Подстановка (4.3) в (4.2) дает выражение для изменения импульса:

$$\Delta P = k_F \cdot \varepsilon_s \cdot \Delta t. \quad (4.4)$$

Переходя от малых конечных приращений к бесконечно малым и производя интегрирование, выражение (4.4) принимает вид:

$$P_2 - P_1 = \int_{t_1}^{t_2} (k_F \cdot \varepsilon_s) dt, \quad (4.5)$$

где P_1 и P_2 – импульсы ударного устройства в момент времени перед ударом t_1 и после удара t_2 соответственно.

Постоянный коэффициент в уравнении (4.5) может быть вынесен за знак интегрирования:

$$P_2 - P_1 = k_F \cdot \int_{t_1}^{t_2} \varepsilon_s dt, \quad (4.6)$$

интеграл в правой части уравнения (4.6) является площадью под графиком зависимости (рисунок 4.12) деформаций от времени:

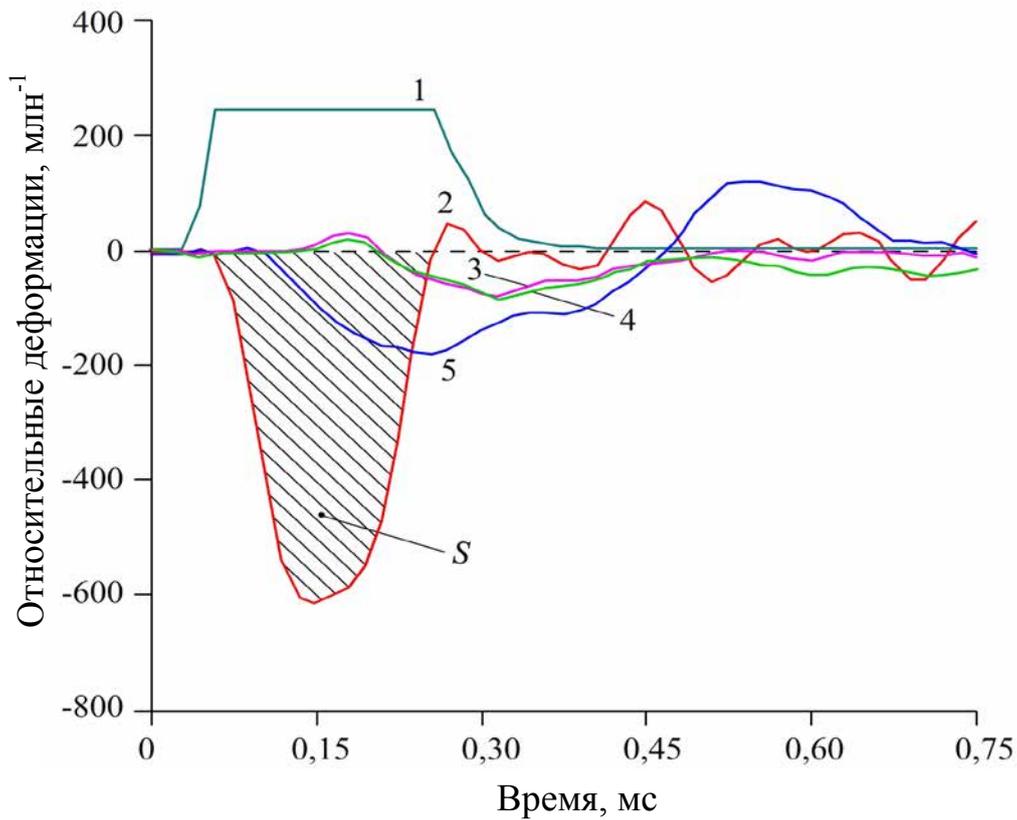
$$S = \int_{t_1}^{t_2} \varepsilon_s dt. \quad (4.7)$$

С учетом (4.7) выражение (4.6) принимает вид:

$$P_2 - P_1 = k_F \cdot S, \quad (4.8)$$

где S – площадь под графиком, млн⁻¹·с, может быть найдена из экспериментальных данных путем суммирования дискретных сигналов с тензодатчиков.

Для оценки импульса ($P = m \cdot V$) ударного устройства до удара и после удара по формуле (4.6) необходимо определить скорости до удара V_n и после удара V_k .



1 – сигнал электрического контакта груза и рельса;

2 – сигнал с пары тензодатчиков T_3-T_4 (см. рисунок 4.1); 3 – сигнал с пары тензодатчиков T_1-T_2 ; 4 – сигнал с пары тензодатчиков T_5-T_6 ;

5 – сигнал с пары тензодатчиков T_6-T_7

Рисунок 4.12 – Графики зависимости симметричных деформаций рельса от времени при ударе между шпалами (поз. Б на рисунке 4.1)

Без учета потерь на трение и сопротивление воздуха начальная скорость при первом ударе оценивается по формуле равноускоренного движения в поле силы тяжести:

$$V_{н1} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}, \quad (4.9)$$

где h – начальная высота ударного устройства, м;

$g = (9,81 \pm 0,01) \text{ м/с}^2$ – справочное значение ускорения свободного падения.

Конечная скорость первого удара может быть определена по разности времен первого и второго ударов с помощью закона равноускоренного движения:

$$V_{к1} = g \cdot (\tau_2 - \tau_1) / 2, \quad (4.10)$$

где τ_1, τ_2 – моменты времени первого и второго удара после отскока, определяемые по графику зависимости деформаций от времени (см. рисунок 4.5).

Начальная скорость при n -м ударе при условии $n > 1$ оценивается по разности времен $(n-1)$ -го и n -го удара с использованием закона равноускоренного движения:

$$V_{нn} = g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2, \quad (4.11)$$

где τ_{n-1} и τ_n – моменты времени $(n-1)$ -го и n -го ударов соответственно, с.

Аналогично вычисляется конечная скорость при n -м ударе:

$$V_{кn} = g \cdot (\tau_{n+1} - \tau_n) / 2, \quad (4.12)$$

где τ_n и τ_{n+1} – моменты времени n -го и $(n+1)$ -го ударов соответственно, с.

Окончательно уравнение (4.8) с учетом (4.9)–(4.12) принимает вид для первого удара:

$$m \cdot (\sqrt{2 \cdot g \cdot h} + g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2) = k_F \cdot S_1, \quad (4.13)$$

а для произвольного n -го удара после отскока:

$$m \cdot (g \cdot (\tau_{n+1} - \tau_n) / 2 + g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2) = k_F \cdot S_n. \quad (4.14)$$

Левые части в уравнениях (4.13) и (4.14) представляют собой изменения импульса ударного устройства при взаимодействии с рельсами. Правые части являются интегралом силы по времени. Для удобства представления данных оба уравнения допустимо разделить на характерную продолжительность удара, определяемую по сигналу электрического контакта (поз. 1 на рисунке 4.12):

$$m \cdot (\sqrt{2 \cdot g \cdot h} + g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2) / \Delta t_1 = k_F \cdot S_1 / \Delta t, \quad (4.15)$$

$$m \cdot (g \cdot (\tau_{n+1} - \tau_n) / 2 + g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2) / \Delta t_n = k_F \cdot S_n / \Delta t_n \quad (4.16)$$

Левые части уравнений (4.15) и (4.16) представляют собой средние значения силы в системе «ударное устройство – рельс»:

$$F_1 = m \cdot (\sqrt{2 \cdot g \cdot h} + g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2) / \Delta t_1, \quad (4.17)$$

$$F_n = m \cdot (g \cdot (\tau_{n+1} - \tau_n) / 2 + g \cdot (\tau_n - \tau_{n-1}) / 2) / \Delta t_n. \quad (4.18)$$

Правые части уравнений (4.15) и (4.16) являются средними значениями деформаций при ударе:

$$\varepsilon_{m1} = S_1 / \Delta t_1, \quad (4.19)$$

$$\varepsilon_{mn} = S_n / \Delta t_n. \quad (4.20)$$

На основе экспериментальных данных построены зависимости средних симметричных деформаций между шпалами и над шпалами от среднего значения силы динамического воздействия и одновременно для статического нагружения (рисунки 4.13 и 4.14). При измерениях динамической силы во всех случаях наблюдается линейная зависимость деформаций от силы с коэффициентом корреляции более 0,99. Высокое значение коэффициента корреляции соответствует линейной зависимости деформаций от силы как в условиях статического нагружения, так и при динамическом нагружении.

Для деформаций, измеряемых в межшпальных ящиках (тензодатчики Т₃-Т₄ на рисунке 4.1), коэффициенты их зависимости от силы при статическом и динамическом нагружении совпадают. Расхождение данных не превышает 5 % погрешности результатов измерений. Коэффициент пропорциональности, зависящий от типа тензодатчиков, условия наклейки, типа и состояния рельса, составляет $k_\varepsilon = 1,79 \text{ млн}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$.

Для испытаний, выполняемых над шпалами, отклонение динамических результатов измерений от статических (рисунок 4.14) составляет более 10 %, что превышает границы допустимой погрешности. Коэффициенты пропорциональности составляют: $k_\varepsilon = 2,08 \text{ млн}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$ для динамических испытаний и $k_\varepsilon = 2,38 \text{ млн}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$ – для статических. Увеличение обоих коэффициентов связано с появлением дополнительной силы – реакции опоры, которая в свою очередь вызывает приращение деформаций шейки рельса.

Дополнительное изменение коэффициента, вызванное наличием подрельсового основания в месте измерения, составляет более 30 %. Естественно,

что данное значение не постоянно и существенно зависит от конструкции и состояния подрельсового основания.

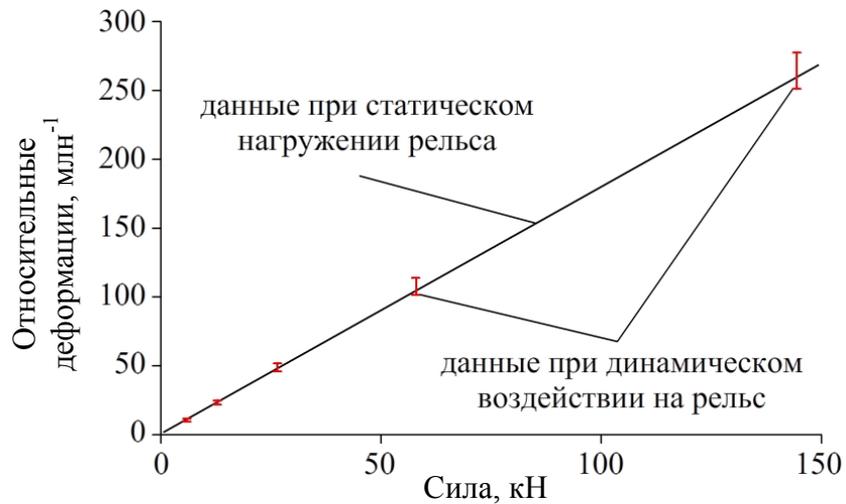


Рисунок 4.13 – Зависимости симметричных деформаций с пары тензодатчиков T_3 - T_4 , вызванных вертикальной механической силой, приложенной между шпалами в точке Б на рисунке 4.1

Для достоверного измерения силы используются алгоритмы (см. раздел 2.3) обработки сигналов с тензодатчиков, позволяющие исключить составляющую сигнала, связанную с влиянием подрельсового основания.

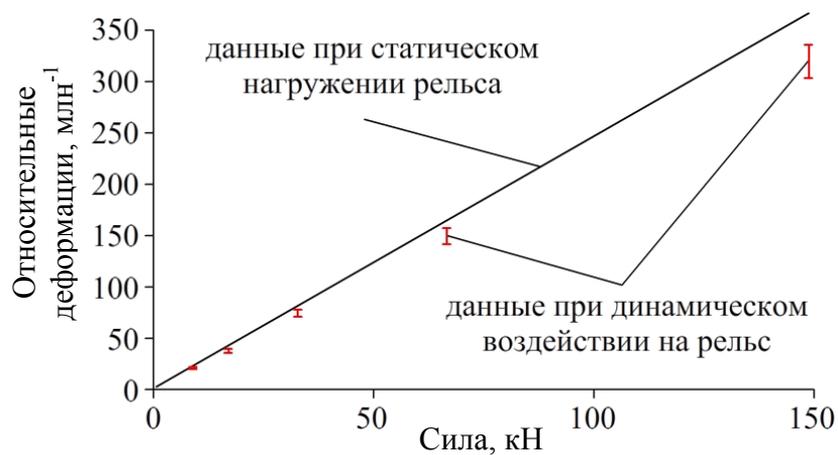


Рисунок 4.14 – Зависимости симметричных деформаций с пары тензодатчиков T_5 - T_6 , вызванных вертикальной механической силой, приложенной между шпалами в точке В на рисунке 4.1

Динамическое воздействие с характерными частотами от 0,8 до 1,6 кГц вызывает уменьшение коэффициента пропорциональности для пары тензодатчиков над шпалами (T_5 - T_6 на рисунке 4.1) на 13 %. При движении колеса с ползуном протяженностью 60 мм на скорости от 40 км/ч (11 м/с) до 90 км/ч (25 м/с) характерная частота сигнала составляет от 0,18 до 0,42 кГц. В модели с линейной зависимостью чувствительности от частоты это соответствует коэффициенту пропорциональности от 1,5 до 3,4 %. Следовательно, при динамическом воздействии колес с реальными дефектами поверхности катания, размеры которых близки к браковочным, изменение чувствительности диагностической системы в динамике не превышает 5 %.

Сигналы с тензодатчиков, расположенных между шпалами (T_3 - T_4 на рисунке 4.1), обеспечивают измерение вертикальной силы в статике и в динамике на частотах до 4 кГц с постоянным коэффициентом пропорциональности, что позволяет проводить их калибровку статической силой в рамках государственной поверочной схемы [16].

Разработанные методы калибровки диагностической системы обеспечивает доверительные границы относительной погрешности $\pm 5\%$ с вероятностью $P = 0,95$ при измерении статической и динамической сил с верхней границей частоты 500 Гц.

4.2 Программное обеспечение комплекса для обнаружения и оценки параметров дефектов поверхности катания

На Западно-Сибирской железной дороге перед ПТО станции Инская установлен и запущен в эксплуатацию комплекс силового контроля воздействия подвижного состава на верхнее строение пути. Комплекс работает в автоматическом режиме. Сигнал приближения подвижного состава к измерительному участку поступает от систем автоматики и телемеханики. Комплекс непрерывно находится в режиме калибровки нулевого значения и при получении сигнала приближения переходит в режим записи сигнала.

В процессе движения поезда регистрируются сигналы с тензодатчиков. После прохождения поездом измерительного участка и получения сигнала удаления поезда от систем автоматики регистрация останавливается. На случай, если поезд остановится на участке, в систему заложено ограничение записи по времени. Если после запуска регистрации в течение 10 мин не будет подан сигнал об окончании записи, то система автоматически прекратит регистрацию.

После остановки регистрации автоматически запускается подпрограмма анализа первичных сигналов. Программа работает в двух режимах: без вывода информации и с выводом информации на экран. На рисунке 4.15 представлен интерфейс программы анализа первичных сигналов с тензодатчиков в режиме просмотра симметричных деформаций. Визуальный интерфейс программы создан для отработки алгоритмов анализа сигнала и контроля результатов обработки.

В визуальном режиме программа выполняет: первичную обработку сигналов с тензодатчиков; осуществляет поиск времен прохода колесных пар над тензодатчиками; совершает корректировку времен прохода; определяет скорость подвижного состава при его движении по участку. Кроме этого, в программу заложены функции для анализа дополнительных информативных параметров сигнала.

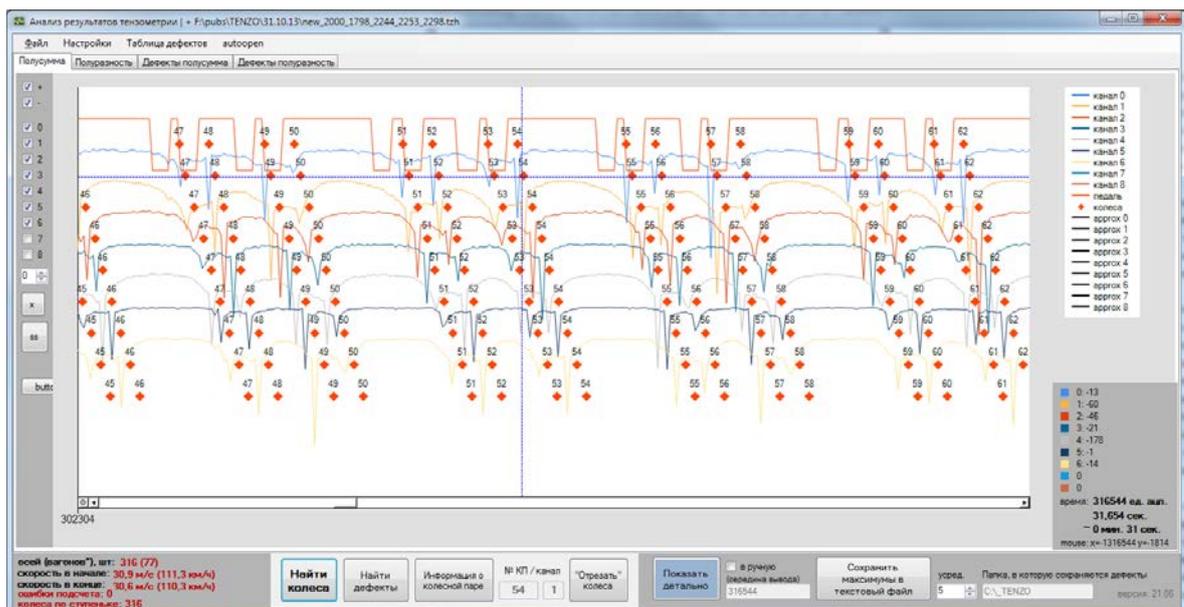


Рисунок 4.15 – Интерфейс программы анализа первичных сигналов с тензодатчиков и поиска дефектов поверхности катания

В автоматическом режиме работы комплекса в визуальном интерфейсе программы нет необходимости, поэтому программа запускается в виде процесса. Результаты работы программы передаются на вход комплекса «Комплекс-2» и далее диспетчеру на ПТО вагонов (рисунок 4.16).

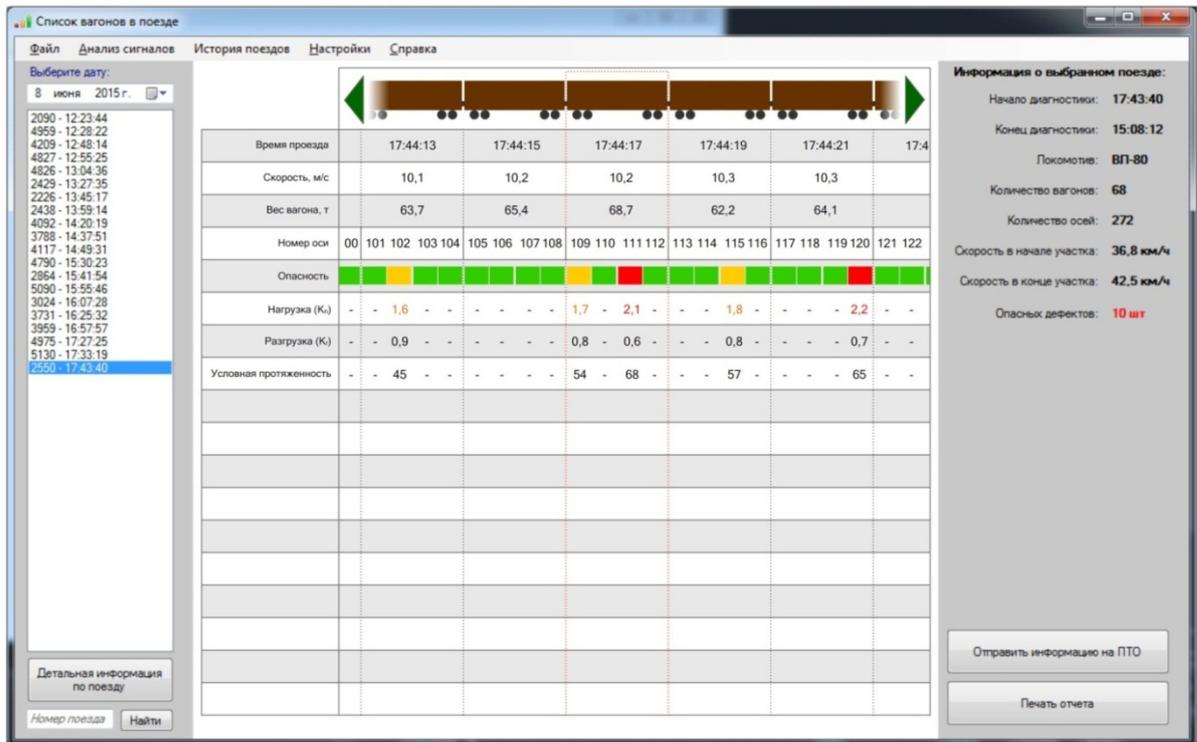


Рисунок 4.16 – Внешний вид программы «Определение дефектов поверхности катания колес и динамических характеристик подвижного состава по сигналам тензометрической системы» (подпрограмма АРМ диспетчера ПТО)

В сигналах симметричных и асимметричных деформаций (рисунок 4.17) воздействие колес с дефектами поверхности катания проявляется в виде импульсов. В сигналах симметричных деформаций ударное воздействие приводит к появлению импульсов отрицательной полярности, связанных со сжатием шейки под действием приращения динамической силы. В сигналах асимметричных деформаций могут возникать как положительные, так и отрицательные импульсы. Полярность импульса зависит от траектории движения колеса по рельсу, боковой силы и эксцентриситета приложения вертикальной силы.

Информативность сигналов асимметричных деформаций низкая, так как их значения зависят от траектории движения колеса по рельсу, а собственная частота изгибных колебаний близка к частоте регистрируемых импульсов. При этом существенным преимуществом асимметричных деформаций является их дальное действие и высокая чувствительность, так как возмущения сигнала от дефекта регистрируется на расстояниях до 1,5 м. Сигнал асимметричных деформаций используется для повышения достоверности обнаружения дефектов поверхности катания, а сигнал симметричных деформаций – для оценки силовых характеристик дефекта.

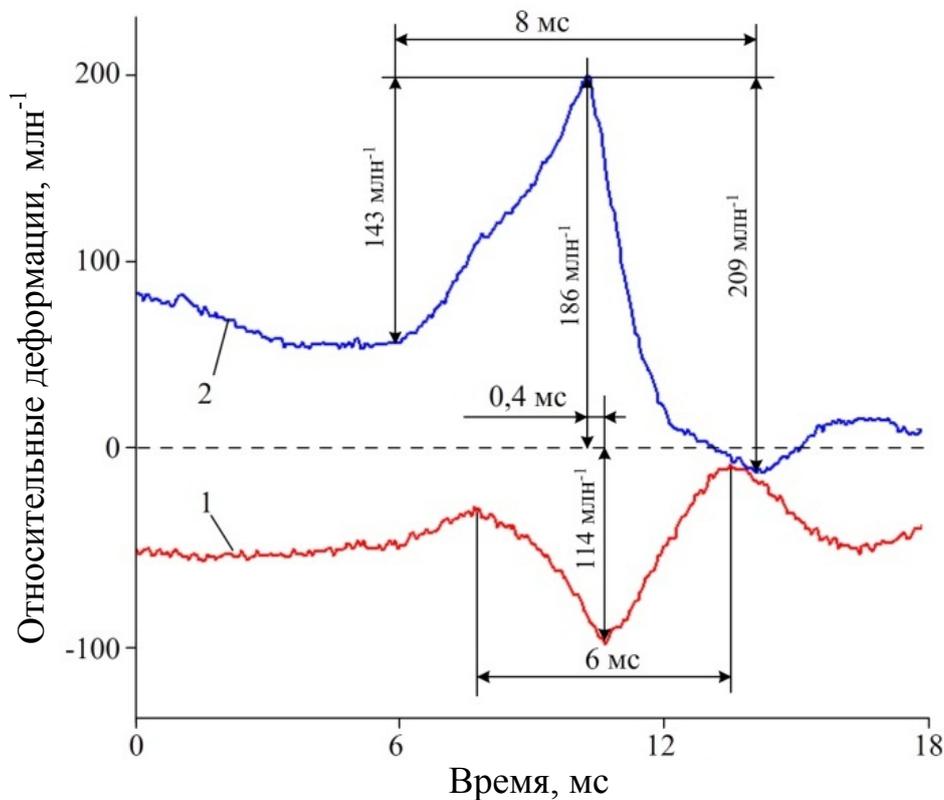


Рисунок 4.17 – Графики зависимости сигналов симметричных (1) и асимметричных (2) деформаций шейки рельса (сигнал от 32-го дефектного колеса) от времени при движении поезда № 3248

Между экстремумами симметричных и асимметричных деформаций наблюдается незначительный временной сдвиг (рисунок 4.18), который может достигать 1 мс или 16 % от ширины пика. Сдвиг времени локальных максимумов симметричных и асимметричных деформаций связан с различием амплитудно-

частотных характеристик коэффициентов преобразования силы в деформации. Длительность импульсов (см. рисунок 4.18) симметричных и асимметричных деформаций при движении на скорости 38 км/ч колеса с ползуном 50 мм составляет от 6 до 7 мс. Амплитудные значения деформаций импульсов составляют от 100 до 300 млн⁻¹.

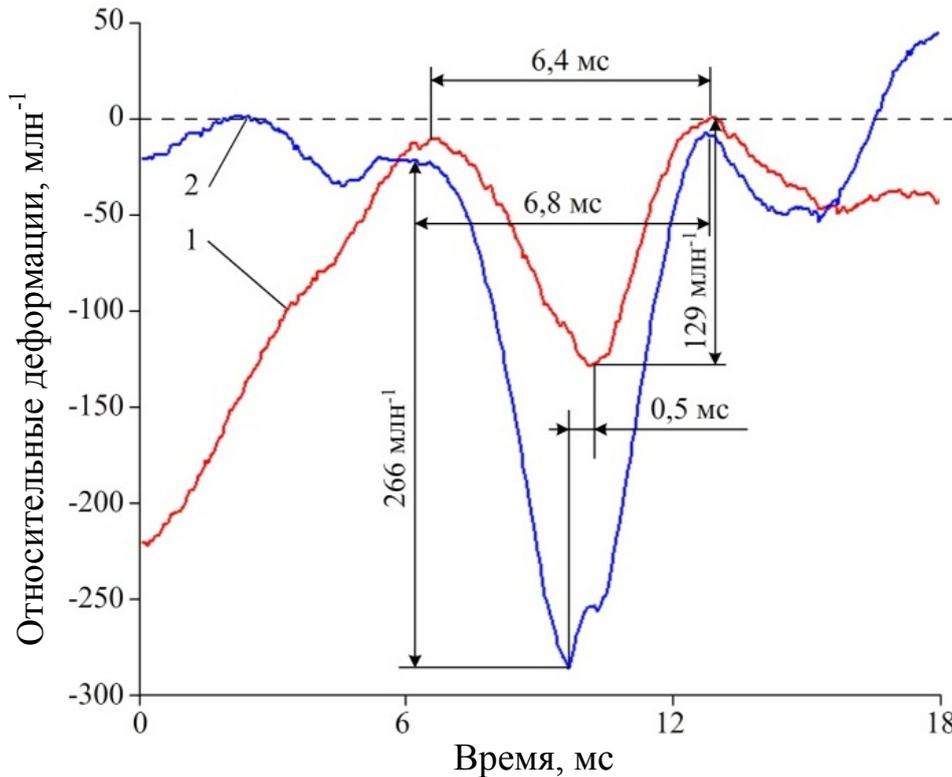
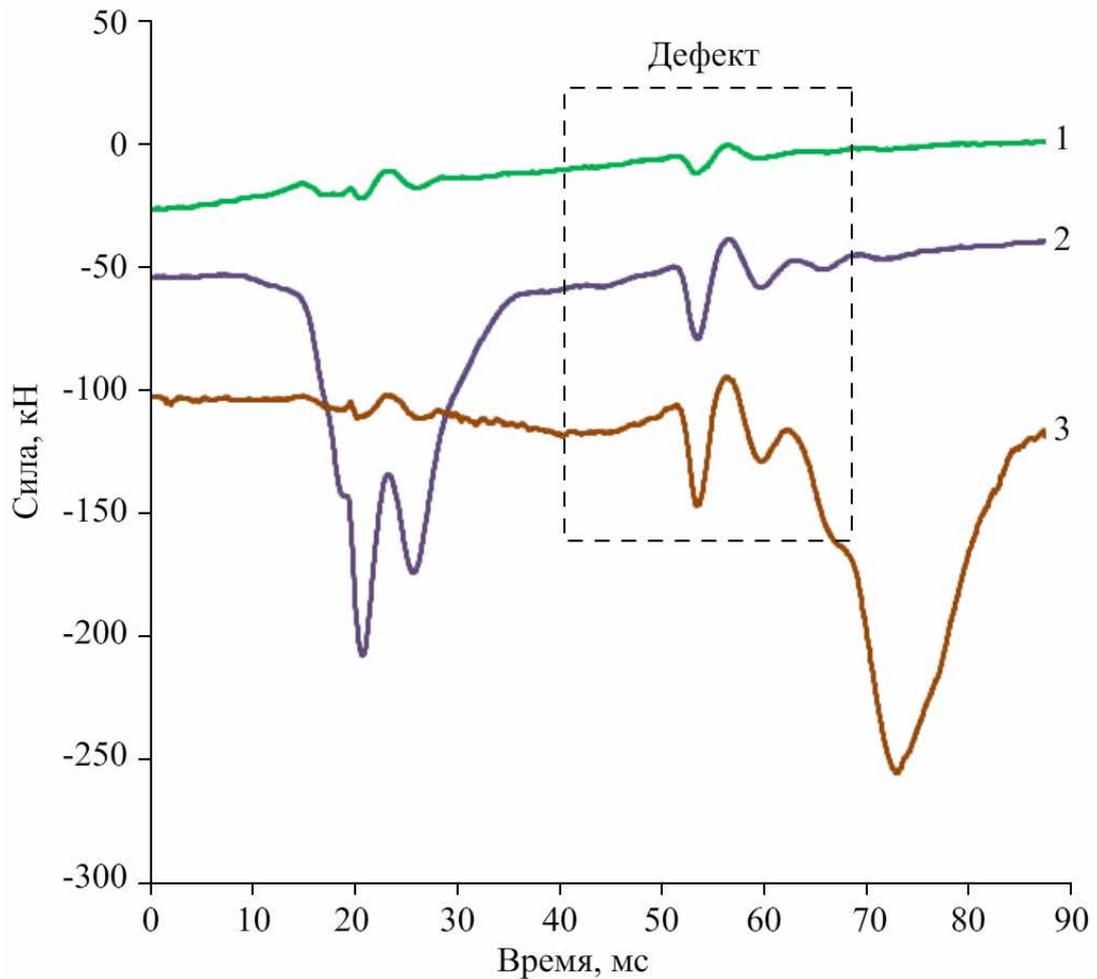


Рисунок 4.18 – Графики зависимости сигналов симметричных (1) и асимметричных (2) деформаций шейки рельса (сигнал от 75-го дефектного колеса) от времени при движении поезда № 3248

Повышение вероятности обнаружения дефектов поверхности катания достигается за счет использования алгоритмов, основанных на фильтрации и анализе совпадения пиковых составляющих сигналов на двух парах тензодатчиков и более. На рисунке 4.19 показана зависимость симметричных деформаций на 4-й, 5-й и 6-й парах тензодатчиков от времени при проезде дефектного колеса. Критерием обнаружения дефекта является совпадение отрицательных пиков деформаций на двух и трех парах тензодатчиков, произведение которых превышает установленный порог. Для каждого

зарегистрированного сигнала от дефекта определялись амплитудные параметры сигналов и амплитудное значение динамической силы. Результаты измерений сравнивались с результатами натурального осмотра поверхности колесных пар после остановки поезда на ПТО вагонов.



1, 2 и 3 – симметричные деформации на 4-й, 5-й и 6-й парах тензодатчиков соответственно

Рисунок 4.19 – Графики зависимости симметричных деформаций на нескольких парах тензодатчиков при проезде колеса с дефектом от времени:

Выборочно на рисунках 4.20–4.22 одновременно приведены сигналы диагностической системы и фотографии обнаруженных при визуальном осмотре дефектов. Результаты приведены для грузового поезда, состоящего из груженых полувагонов и следующего со скоростью 55 км/ч.

Дефект поверхности катания на правом по ходу движения 19-м колесе колесной пары представляет собой несколько перекрывающихся закатанных ползунов с выщербинами по ним (рисунок 4.20, б). Первый ползун протяженностью 70 мм, второй – 50 мм, третий – 30 мм. Коэффициент отношения амплитуд деформаций от дефекта к средним деформациям для 4-й пары тензодатчиков (рисунок 4.20, а) составил 1,77, а для 3-й пары – 1,71. Продолжительность переднего фронта положительной полуволны, связанной с разгрузкой колеса, составила 3,9 мс, а общая продолжительность переднего фронта положительной и отрицательной полуволны – 8,5 мс. Данные времена при скорости 55 км/ч (15 м/с) соответствуют протяженности по поверхности катания 60 и 130 мм соответственно.

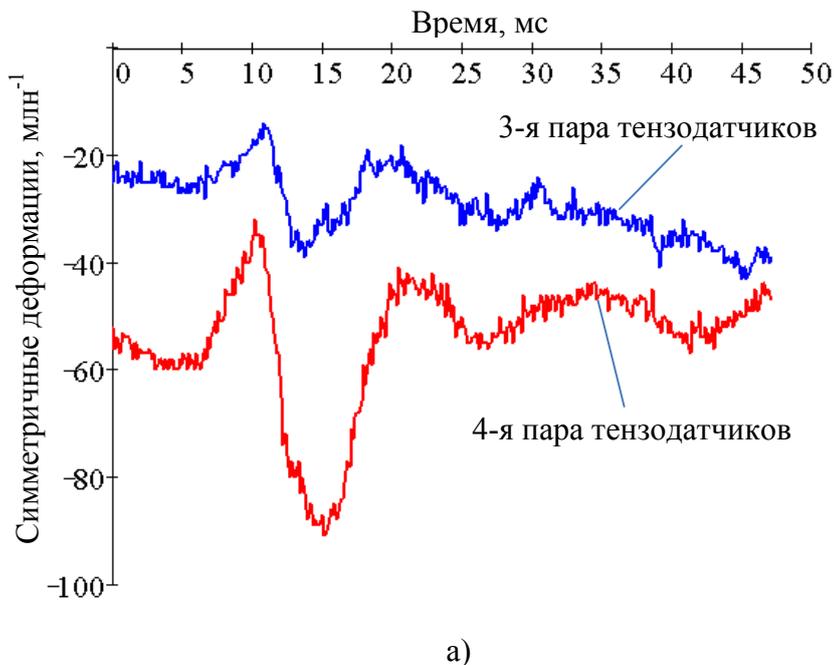


Рисунок 4.20 – Тензометрические сигналы и фотография ползуна с выщербинами на 19-м колесе

Ползун без образования выщербины с гладкой поверхностью протяженностью около 80 мм (рисунок 4.21, б) приводит к появлению в сигналах симметричных деформаций импульса с коэффициентом отношения амплитуд на 1-м и 3-м каналах тензометрической системы, равным 1,86 и 1,76 соответственно. Для сигналов на втором канале тензометрической системы длительность

переднего фронта положительной полуволны составляет 2,6 мс, отрицательной полуволны – 2,5 мс, а соответствующая им протяженность составляет 78 мм.

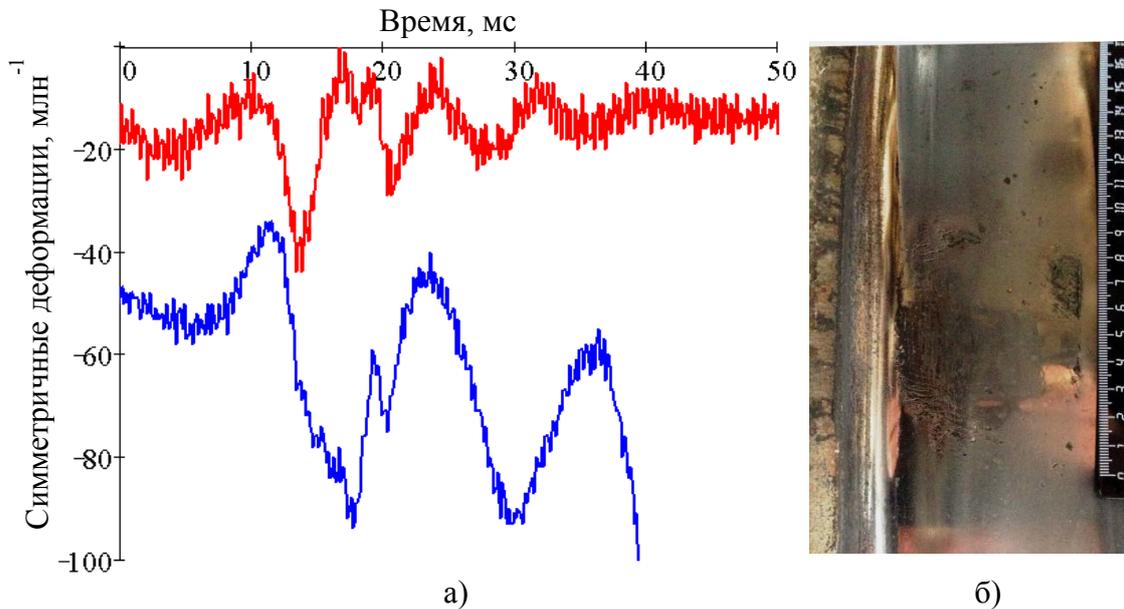


Рисунок 4.21 – Тензометрические сигналы и фотография ползуна на 28-м колесе

Выщербина в ползуне (рисунок 4.22, б) протяженностью от 60 до 70 мм имеет следы наклепа в около 20 мм в обе стороны. В сигналах тензосистемы с каналов (3-я и 4-я пары тензодатчиков) наблюдается импульсная составляющая, локальная амплитуда которой достигает своего максимума в интервале времени от 35 до 45 мс (рисунок 4.22, а).

В целом, временные характеристики импульса коррелируют с протяженностью дефектов поверхности катания, а коэффициент отношения амплитуд – с динамической силой. Достоверность результатов оценки косвенно подтверждается совпадением получаемых значений на двух независимых парах тензодатчиков. Определение коэффициента отношения амплитуд является ресурсоемкой задачей и требует применения алгоритмов распознавания образов. Это связано с многообразием форм сигналов и их зависимостью от профиля дефекта, траектории движения колеса, характеристик подрельсового основания.

Для оценки динамического воздействия дефекта поверхности катания на рельсы предложено использовать информативный параметр, равный

произведению амплитуды импульсов деформаций на соседних парах тензодатчиков, вызванных воздействием дефектов поверхности катания. Зависимость силы от данного параметра Π_ε носит корреляционный характер (рисунок 4.23) с коэффициентом корреляции 0,83. Зависимость близка к линейной:

$$F = 0,048 \cdot \Pi_\varepsilon + 147, \quad (4.21)$$

где F – динамическая сила, кН;

0,048 и 147 – коэффициенты аппроксимации, полученные методом наименьших квадратов;

Π_ε – произведение амплитуды деформаций соседних пар тензодатчиков, млн^{-1} .

При малых значениях параметра Π_ε вертикальная сила $F = 147$ кН, что соответствует динамической силе воздействия бездефектного колеса. Корреляционный характер зависимости связан с влиянием положения места взаимодействия дефекта с рельсом относительно мест расположения пар тензодатчиков.

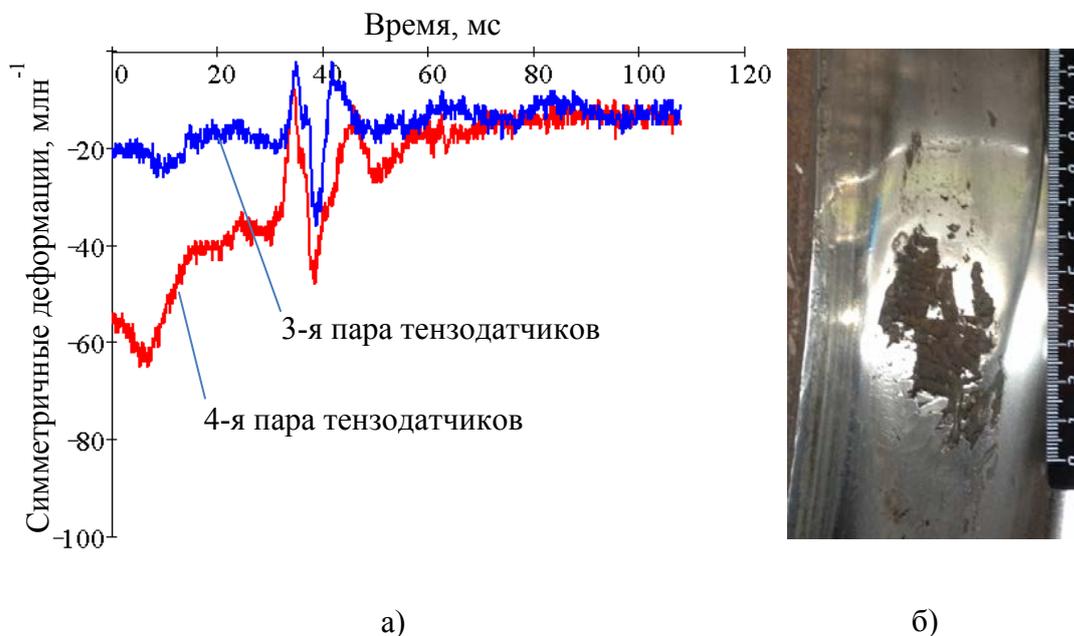


Рисунок 4.22 – Тензометрические сигналы и фотография ползуна с выщербинами на 124-м колесе

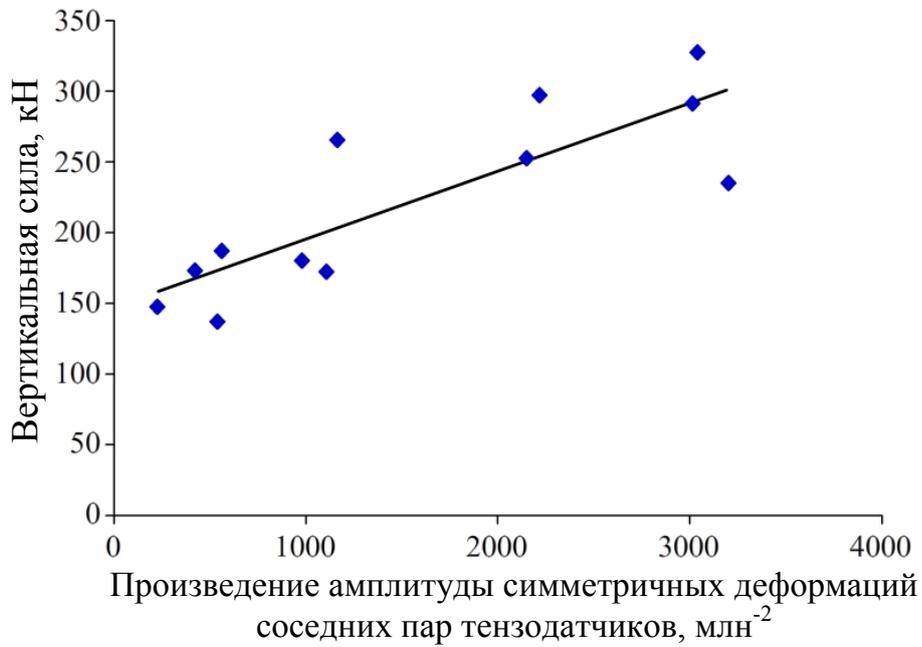


Рисунок 4.23 – График зависимости вертикальной силы, действующей от колес с дефектами поверхности катания на рельсы, от произведения амплитуды симметричных деформаций соседних пар тензодатчиков

Используя полученные экспериментальные данные по 10 поездам, построено распределение количества обнаруженных дефектов по амплитудному значению средней динамической силы (рисунок 4.24).

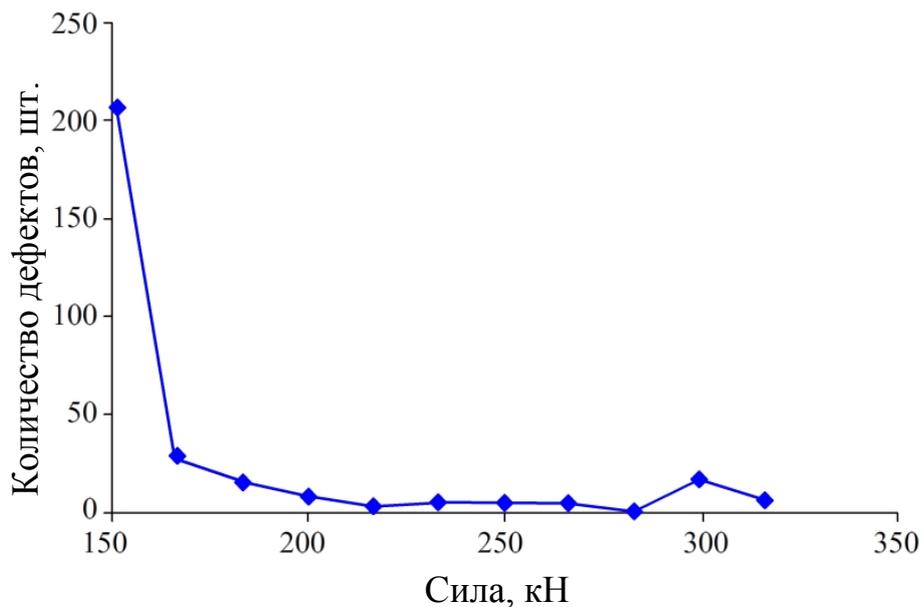


Рисунок 4.24 – График распределения количества зарегистрированных дефектов от значения вертикальной силы

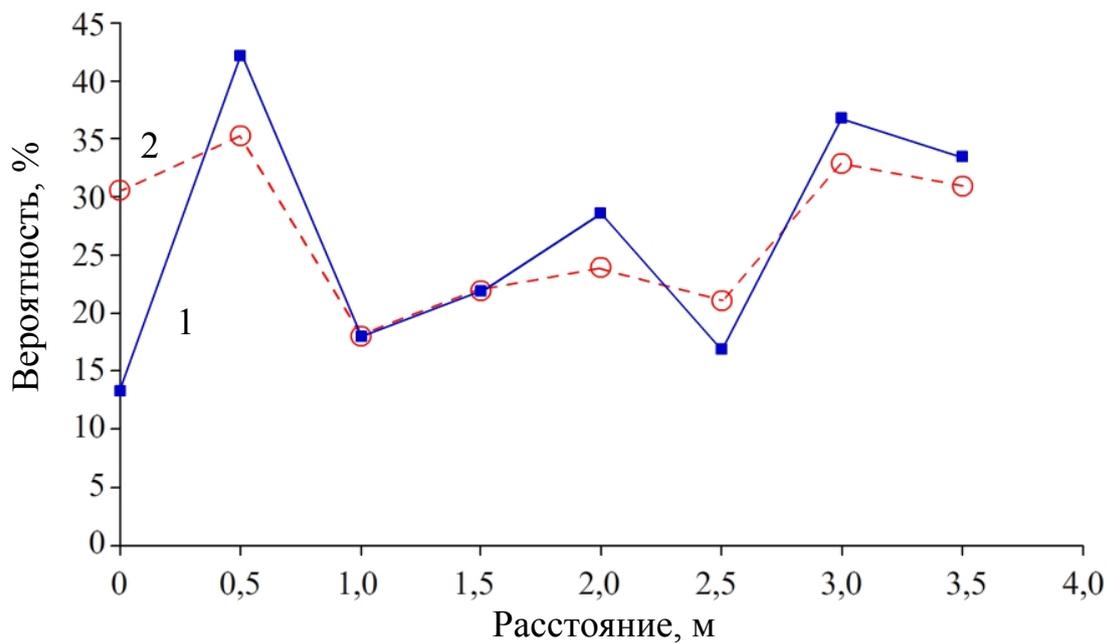
Динамическое воздействие в области малых значений силы характеризуется экспоненциальным распределением. В случае нормального качения колеса амплитудное значение силы составляет 140–150 кН и не превышает 200 кН для 90 % колесных пар. Локальный максимум амплитудного распределения динамической силы в области от 270 до 300 кН содержит около 9 % колесных пар. Все колесные пары, вызывающие динамическое воздействие свыше 280 кН, содержат дефекты поверхности катания, размеры которых близки к браковочному уровню.

4.3 Результаты регистрации динамических сил при движении бездефектных колес

При движении состава отношение упругих деформаций, вызванных силой от колеса и реакцией шпалы, характеризует состояние подрельсового основания. Высокие значения коэффициента свидетельствуют о работе шпалы в передаче нагрузки от рельсов на балластную призму, а низкие, наоборот, о слабой передаче нагрузки от шпалы к балластной призме. На рисунке 4.25 показаны зависимости коэффициента отношения для шпал измерительного участка от расстояния до первой шпалы. Для груженого полувагона со средней силой от колеса 115 кН (поз. 2 на рисунке 4.25) высокий уровень силы реакции опоры (свыше 30 % от силы, действующей от колеса на рельс) зарегистрирован для шпал, расположенных на расстояниях 0; 0,5; 3,0 и 3,5 м. Остальные шпалы являются менее нагруженными с силой реакции опоры от 15 до 25 %. Изменение осевой нагрузки подвижного состава приводит к существенному изменению эпюры распределения силы реакции опоры. При движении электропоезда со средней силой от колеса 55 кН (поз. 5 на рисунке 4.26) более чем в два раза уменьшается сила реакции опоры и, следовательно, уменьшается вклад шпалы в передачу нагрузки от рельсов на балластную призму.

Интересные изменения в распределении нагрузки между шпалами проявляются при проходе подвижного состава с меньшей осевой нагрузкой.

Например, относительная сила реакции опоры при движении электропоезда показана на рисунке 4.25, поз. 1. Изменение эпюры реакции шпалы связано с нелинейностью подрельсового основания. Натурные измерения вертикального перемещения шпалы под проходящим груженым поездом для шпал с координатами 0 м и 0,5 м отличаются более чем в три раза и равны 6 мм и 2 мм соответственно. Таким образом, для первой шпалы характерным является значительный свободный ход и сильная зависимость силы реакции от осевой нагрузки подвижного состава.



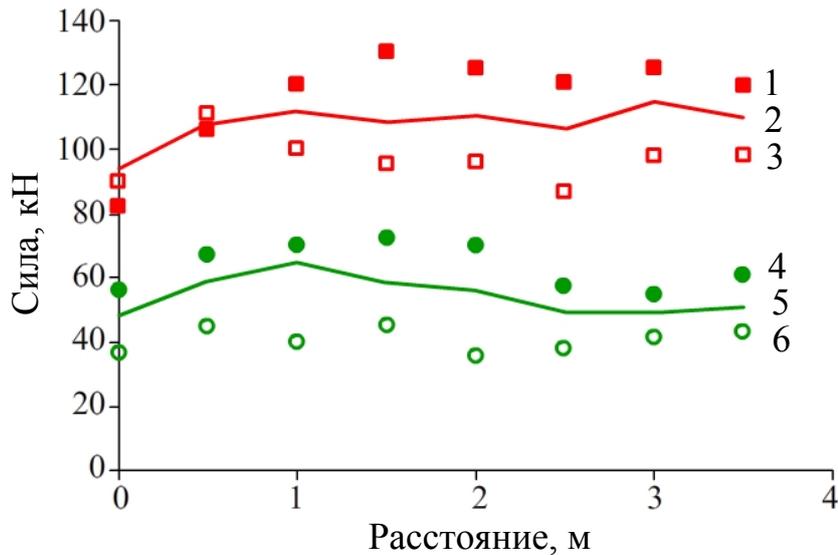
1 – зависимость для колес со средней силой 55 кН;

2 – зависимость для колес со средней силой 115 кН

Рисунок 4.25 – Графики зависимости отношения деформаций, вызванных реакцией шпалы, к деформациям, вызванных силой от колеса на рельс

Динамика движения колеса по рельсу характеризуется зависимостью нормальной силы от расстояния и напрямую зависит от профиля рельсового пути в вертикальной плоскости. При этом профиль пути существенно зависит от осевой нагрузки (рисунок 4.26). Средние эпюры нормальной силы для 10 поездов с близкой нагрузкой от колеса на рельс коррелируют с коэффициентом корреляции 0,96, а эпюры для поездов с отличающейся силой от колеса в два раза

и более связаны слабо, их коэффициент корреляции не превышает 0,43. При этом для всех типов подвижного состава для всех эпюр силы устойчиво обнаруживается снижение силы от колеса на шпале с координатой 0 м, связанное со свободным ходом шпалы в вертикальной плоскости. Причем для колеса с силой 115 кН снижение значительнее и превышает 10 % от среднего значения, причем для более легкого подвижного состава снижение силы от среднего уровня не превышает 5 %.



1, 2, 3 – графики для грузового поезда со средней силой от колес 115 кН;

4, 5, 6 – графики для электропоезда со средней силой от колес 55 кН;

точки – примеры для колес; линии – средние значения по всем колесам

Рисунок 4.26 – Графики зависимости нормальной силы от колеса на рельс от расстояния

Особенности прохождения колесных пар по измерительному участку характеризуется амплитудным распределением значений силы, оцениваемым по зависимости количества колесных пар от значения их нормальной силы (рисунок 4.27). Используя критерий Пирсона [38], выполнена проверка гипотезы о принадлежности распределения амплитуд динамических сил от колес на рельсы к нормальному распределению. С уровнем значимости 0,05 гипотеза отвергнута, так как сумма квадратов $\chi^2 = 6,44$ превышает критическое значение $\chi^2_{0,05;7} = 2,17$.

Распределение амплитуд динамических сил не принадлежит нормальному распределению с уровнем значимости 5 %.

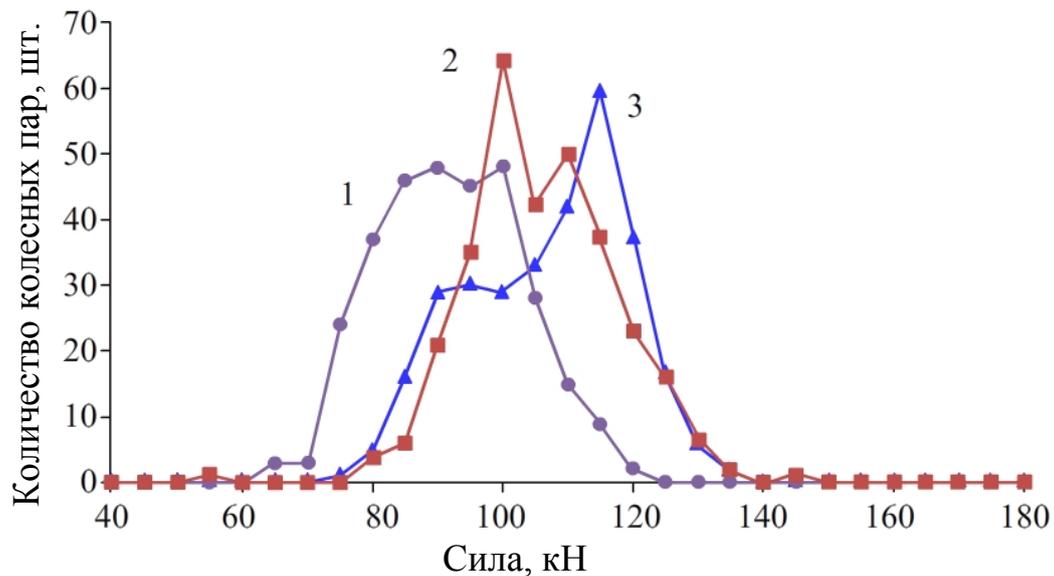
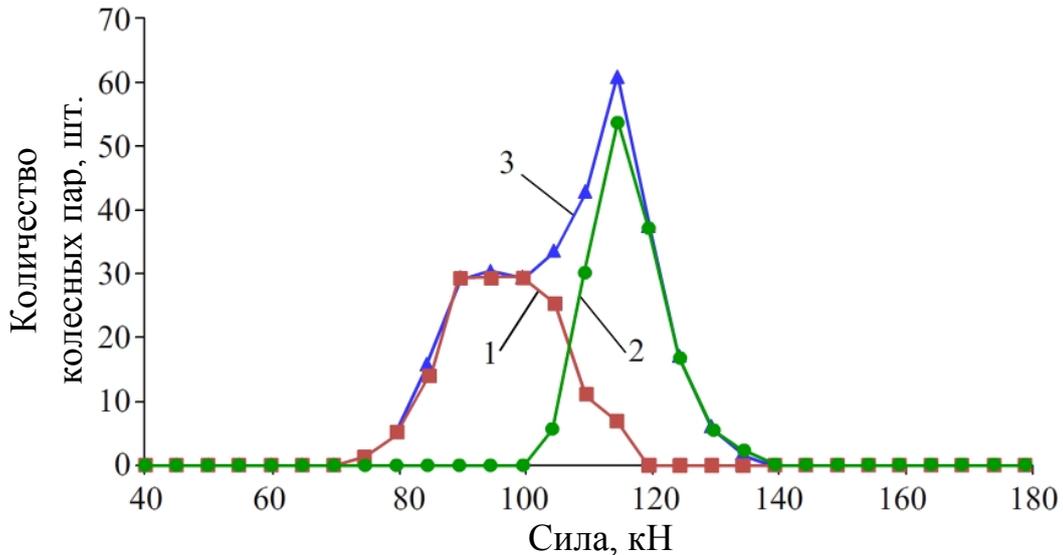


Рисунок 4.27 – Распределение количества колесных пар по уровню динамической силы на рельсы в грузовом поезде со средней силой от колеса 115 кН, полученное на паре тензодатчиков с координатой $y = 0$ м (1), $y = 1,5$ м (2) и $y = 3,5$ м (3)

При переходе от одной точки измерения к другой (см. рисунок 4.27) среднее значение силы изменяется в зависимости от состояния подрельсового основания почти на 20 % при среднем квадратическом отклонении в одной точке измерения от 10 до 13 %. В амплитудных распределениях силы на рисунке 4.27 дифференцируются два локальных максимума над всеми шпалами. Для определения причины их наличия построены распределения силы отдельно для первых и вторых колесных пар в тележке грузового вагона, представленные на рисунке 4.28, вместе с общим распределением по всем колесам.

Амплитудные распределения сил от первых и вторых колес в тележке, также как и суммарное распределение, не соответствуют нормальному с уровнем значимости 0,05, суммы квадратов для первого колеса составляют $\chi^2 = 12,3$, а для второго – $\chi^2 = 3,4$ при критическом значении $\chi^2_{0,05;4} = 0,71$.



1 – распределение для первых осей в тележке; 2 – распределение для вторых осей в тележке; 3 – распределение по всему поезду без локомотива

Рисунок 4.28 – Распределение количества колесных пар по значениям динамической силы на рельсы в грузовом поезде со средней силой от колеса 115 кН

При этом распределения объясняют наличием локальных максимумов в суммарном распределении. Движение первой колесной пары происходит по ненагруженному («мягкому») пути, при этом средние значения силы и средние квадратические отклонения на шпале $y = 3,5$ м составляют 100 кН и 13 кН соответственно. Для второй колесной пары, которая движется по нагруженному пути аналогичные величины имеют следующие значения: 119 и 6 кН.

Эпюра силы реакции шпал на измерительном участке существенно зависит от осевой нагрузки подвижного состава. На шпале со значительными вертикальными перемещениями около 6 мм относительная сила реакции опоры увеличивается в два раза при переходе от подвижного состава с нормальной силой от колеса от 55 до 115 кН.

Амплитудное распределение сил описывается суперпозицией двух различных колоколообразных распределений от первого и второго колес тележки. Все распределения не соответствуют нормальному по критерию Пирсона с уровнем значимости 0,05. Средняя сила от второго колеса в тележке грузового

вагона почти на 20 % превышает силу от первого колеса, что связано с увеличенной жесткостью подрельсового основания, нагруженного первым колесом.

Выводы по четвертой главе

1. Разработанная методика калибровки, основанная на статическом нагружении и динамическом силовом воздействии, позволила определить коэффициенты преобразования измерительной системы с относительной погрешностью измерения силы $\pm 1\%$ ($P = 0,95$).

2. Разница коэффициентов преобразования силы в деформации для тензодатчиков, расположенных между шпалами, в статике и в динамике на частотах до 800 Гц не превышает 1 %, что позволяет проводить калибровку диагностических систем статической силой в рамках государственной поверочной схемы.

3. Зарегистрированные при движении поезда по диагностическому участку максимальные силы реакции шпал существенно отличаются, более чем в два раза, что связано с параметрами балластного слоя и коррелирует с натурными измерениями вертикального перемещения шпалы под проходящим груженым поездом. Для шпал с координатами 0 м и 0,5 м вертикальные перемещения отличаются более чем в три раза и равны 6 мм и 2 мм соответственно.

4. В качестве главной измеряемой характеристики дефекта поверхности катания предложен вычисляемый информативный параметр: произведение амплитуды импульсов симметричных деформаций на двух парах тензодатчиков. Коэффициент корреляции главной измеряемой характеристики с амплитудой динамической силы составил 0,83. В процессе испытаний установлено, что динамическая сила от колеса на рельс для 90 % колесных пар не превышает 200 кН. Для 9 % колесных пар зарегистрировано динамическое воздействие с силой свыше 280 кН (29 т), у всех колесных пар при визуальном осмотре на ПТО подтверждено наличие дефектов поверхности катания.

5. Амплитудные распределения динамических сил первых и вторых колес тележки грузового вагона не соответствуют нормальному распределению с уровнем значимости 0,05. Параметры распределений для первой и второй колесных пар различны, среднее значение силы для второй колесной пары на 20 % больше, а среднее квадратическое отклонение почти в два раза меньше по сравнению с первой колесной парой.

Заключение

Итогом диссертационного исследования стали следующие научные результаты:

1. На действующем пути создан участок контроля поверхности катания колесных пар протяженностью 5 м, оснащенный тензодатчиками для регистрации вертикальных и продольных деформаций с использованием тензометрической системы «Динамика-3», программное обеспечение которой доработано для синхронизации со штатной аппаратурой контроля гребня колеса «Комплекс-2».

2. Разработано программное обеспечение для автоматизированного определения координат колесных пар на измерительном участке пути, основанное на оптимизированном алгоритме, включающем в себя фильтрацию и корреляционный анализ. Относительная погрешность определения координат колесных пар над тензодатчиками не превышает 0,5 %.

3. Неопределенность параметров подрельсового основания оказывает существенное влияние на результаты измерения вертикальных симметричных деформаций над шпалами (среднее квадратическое отклонение более 13 %). Разработан алгоритм выделения составляющих деформаций, связанных с силой реакции колеса, основанный на методах регрессионного анализа и экстраполяции сигнала и позволивший уменьшить влияние неопределенности подрельсового основания на результаты измерения силы от колеса на рельс до 5 %. Алгоритм реализован в программном обеспечении системы «Динамика-3».

4. С использованием модели формирования диагностических сигналов с двумя упругими элементами, воспроизводящими подсистемы «колесо – рельс» и «рельс – подрельсовое основание», установлено, что неопределенность амплитуды импульсной составляющей деформаций, связанных с воздействием дефектного колеса на рельс вне зоны чувствительности тензодатчика на расстоянии более 90 мм, не превышает 3 % при вариации жесткости подрельсового основания в три раза и более.

5. Для количественной характеристики дефектов по сигналам тензометрической системы предложены информативные параметры: длительность переднего фронта и амплитуда деформаций, связанные корреляционными зависимостями с протяженностью дефекта и динамической силой от колеса на рельс с коэффициентом корреляции 0,83.

6. Разработаны алгоритмы и программное обеспечение для обнаружения и оценки силового воздействия дефектов поверхности катания, основанные на фильтрации сигналов деформаций методом линейной свертки и анализе параметров соседних пар тензодатчиков.

7. Экспериментально установлено, что разница коэффициентов преобразования силы в деформации для тензодатчиков, расположенных между шпалами, в статике и в динамике на частотах до 800 Гц не превышает 2 %. Разработана методика калибровки системы контроля колес статической силой с пределом допускаемой погрешности $\pm 2\%$ ($P = 0,95$).

8. Проведены испытания программного обеспечения в составе системы контроля колес вагонов в движении на базе тензометрической системы «Динамика-3». Динамическое воздействие с силой свыше 280 кН зарегистрировано у 9 % колесных пар, наличие дефектов поверхности катания у которых подтверждено при визуально-измерительном контроле на ПТО.

Список сокращений

АЦП – аналого-цифровой преобразователь

АЧХ – амплитудно-частотная характеристика

БПФ – быстрое преобразование Фурье

ДДК – детектор дефектных колес

ДПФ – дискретное преобразование Фурье

КП – колесная пара

КТСМ – комплекс технических средств многофункциональный для диагностики подвижного состава

НК – неразрушающий контроль

ОК – объект контроля

ООО – общество с ограниченной ответственностью

ПОНАБ – прибор обнаружения нагретых букс

ПТО – пункт технического обслуживания вагонов

ПТЭ – Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации

СГУПС – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный университет путей сообщения»

СКВДН – система контроля вертикальных динамических нагрузок

СКО – среднее квадратическое отклонение

ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина» – Федеральное государственное унитарное предприятие «Сибирский научно-исследовательский институт авиации имени С.А. Чаплыгина»

ФНЧ – фильтр низких частот

ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь

ЭВМ – электронно-вычислительная машина

Список литературы

1. Агейкин, Д. И. Датчики контроля и регулирования. Справочные материалы / Д. И. Агейкин, Е. Н. Костина, Н. Н. Кузнецова. – М. : Машиностроение, 1965. – 928 с.
2. Аксенова, К. В. Фильтрация цифровых сигналов в режиме непрерывного поступления данных / К. В. Аксенова, В. П. Алексеев // Компьютерные исследования и моделирование. – 2012. – Т. 4. – № 1. – С. 55–61.
3. Албаут, Г. Н. Исследование геометрически и физически нелинейных проблем механики твердого тела методом нелинейной фотоупругости / Г. Н. Албаут, М. Х. Ахметзянов, Н. В. Харитоновна // Ученые записки Казанского университета. Серия «Физико-математические науки». – 2010. – № 4. – С. 77–85.
4. Байбаков, А. Н. Дистанционный размерный контроль колес в движущемся подвижном составе / А. Н. Байбаков, К. И. Кучинский, С. В. Плотников и др. // Современные проблемы науки и образования. 2013. – № 6. – С. 102–109.
5. Баранов, В. А. Разработка устройства автоматического обнаружения неровностей колес железнодорожных вагонов : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Баранов Валерий Алексеевич. – М. : ВНИИЖТ, 1988. – 24 с.
6. Белоус, А. И. Микропроцессорный комплект БИС серии К1815 для цифровой обработки сигналов : справочник / А. И. Белоус, О. Б. Поддубный, В. М. Журба ; под ред. А. И. Сузопарова. – М. : Радио и связь, 1992. – 256 с.
7. Бехер, С. А. Использование тензометрического метода для определения технического состояния ходовых частей вагона в движении / С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2007. – Вып. 17. – С. 143–148.
8. Бехер, С. А. Разработка методики браковки дефектов поверхности катания колесных пар в движении / С. А. Бехер, Л. Н. Степанова, А. С. Кочетков // Контроль. Диагностика. – 2011. – № 7. – С. 24–29.

9. Библиотека MSDN. Библиотека официальной технической документации для разработчиков под ОС Microsoft Windows [Электронный ресурс] // Microsoft Corporation. – 2012. – Режим доступа: <https://msdn.microsoft.com/ru-ru>

10. Бондина, Н. Н. Сравнительный анализ алгоритмов фильтрации медицинских изображений / Н. Н. Бондина, А. С. Калмычков, В. Э. Кривенцов // Вестник НТУ «ХПИ». – 2012. – № 38. – С. 14–25.

11. Вирт, Н. Алгоритмы и структуры данных с примерами на Паскале / Н. Вирт ; пер. с англ. Д. Б. Подшивалова. – СПб. : Невский диалект, 2007. – 351 с.

12. Гапонов, В. Л. Измерение крутящего момента на вращающихся валах / В. Л. Гапонов, А. С. Гуринов, В. В. Дудник // Вестник ДГТУ. – 2012. – № 1 (62). – Вып. 2. – С. 25–32.

13. Голд, Б. Цифровая обработка сигналов / Б. Голд, Ч. Рейдер ; под ред. А. М. Трахтмана. – М. : Сов. радио, 1973. – 368 с.

14. Гоноровский, И. С. Радиотехнические цепи и сигналы : учебник для вузов / И. С. Гоноровский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Радио и связь, 1986. – 512 с.

15. Гонсалес, Р. Цифровая обработка изображения в среде MATLAB / Р. Гонсалес, Р. Вудс, С. Эддинс. – М. : Техносфера, 2006. – 616 с.

16. ГОСТ 8.021–2005 Государственная система обеспечения единства измерений. Государственная поверочная схема для средств измерений массы. – Введ. 2007–01–01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 9 с.

17. ГОСТ 19.701–90. Единая система программной документации. Схемы алгоритмов, программ, данных и систем. Условные обозначения и правила выполнения. – Введ. 1992–01–01. – М. : Стандартиформ, 1992. – 22 с.

18. ГОСТ Р 52728–2007. Метод натурной тензометрии. Общие требования. – Введ. 2007–10–01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 20 с.

19. ГОСТ Р 55050–2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний. – Введ. 2013–07–01. – М. : Стандартиформ, 2013. – 16 с.

20. Грузман, И. С. Цифровая обработка изображений в информационных системах : учеб. пособие / И. С. Грузман, В. С. Киричук, В. П. Косых и др. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2000. – 168 с.
21. Давиденков, Н. Н. Динамические испытания металлов / Н. Н. Давиденков. – 2 изд. – М., 1936. – 395 с.
22. Джиган, В. Адаптивные фильтры и их приложения в радиотехнике и связи / В. Джиган // Современная электроника. – 2009. – № 9. – С. 56–63.
23. Дремин, И. М. Вейвлеты и их использование / И. М. Дремин, О. В. Иванов, В. А. Нечитайло // Успехи физических наук. – 2001. Т. 171. – № 5. – С. 465–501.
24. Дымкин, Г. Я. Линейные и нелинейные методы двумерной обработки сигналов при автоматизированном ультразвуковом контроле / Г. Я. Дымкин, Д. В. Кособоков // Дефектоскопия. – 2008. – № 10. – С. 32–14.
25. Дьяконов, В. П. MATLAB. Обработка сигналов и изображений. Специальный справочник / В. П. Дьяконов, И. В. Абраменкова. – СПб. : Питер, 2002. – С. 176–228.
26. Елисеев, К. В. Определение сил, возникающих при контакте колесной пары с рельсами / К. В. Елисеев, Ю. Г. Исполов, А. М. Орлова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2013. – № 4 (183), ч. 1. – С. 262–269.
27. Елисеев, К. В. Современные методы определения сил в контакте колесной пары и рельсов / К. В. Елисеев // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – № 4. – С. 867–876.
28. Ефимов, А. Г. Сравнительный анализ методов цифровой фильтрации / А. Г. Ефимов // Контроль. Диагностика. – 2009. – № 10. – С. 67–68.
29. Зингер, М. Б. Резервы повышения надежности УКСПС / М. Б. Зингер // Автоматика, связь, информатика. – 2008. – № 4. – С. 39–42.
30. Иванов, А. Н. Алгоритм измерения геометрических параметров объекта по его муар-интерференционной картине / А. Н. Иванов, Ю. А. Каракулев, В. М. Михайлов // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – 2011. – Т. 54. – № 11. – С. 33–37.

31. Иванов, В. М. Вязкость разрушения и фрактальная характеристика муаровых узоров на магнитном поле проводников с трещиной / В. М. Иванов, Е. А. Печагин, Е. Б. Винокуров и др. // Вестник ТГТУ. – 2010. – Т. 15. – № 3. – С. 1048–1049.

32. Иванов, В. М. Исследование магнитного поля проводника с трещиной по электронно-оптическим муаровым картинам / В. М. Иванов, А. В. Лановая, Е. А. Печагин и др. // Вестник ТГТУ. – 2007. – Т. 13. – № 2. – С. 574–577.

33. Иванов, В. М. Электронно-оптическое муаровое моделирование процессов концентрации энергии в плоском проводнике с током на дефекте в виде трещины / В. М. Иванов, Г. А. Барышев, А. В. Баранов и др. // Вестник ТГТУ. – 2002. – Т. 8. – № 4. – С. 633–637.

34. Инструкции по техническому обслуживанию вагонов в эксплуатации (инструкция осмотрику вагонов) : утв. Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества (протокол от 21–22 мая № 50). – М., 2010. – 129 с.

35. Исследование и расчет напряжений в деталях машин и конструкциях / под ред. Н. И. Пригоровского. – М. : Наука, 1966. – 192 с.

36. Каламбет, Ю. Фильтрация шумов: окончательное решение проблемы / Ю. Каламбет, С. Мальцев, Ю. Козьмин // Аналитика. – 2011. – № 1. – С. 50–55.

37. Клингман, Э. Проектирование специализированных микропроцессорных систем / Э. Клингман ; пер. с англ. – М. : Мир, 1985. – 363 с.

38. Кобзарь, А. И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников / А. И. Кобзарь. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 816 с.

39. Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. – М. : Транспорт, 1997. – 325 с.

40. Копытчук, Н. Б. Оценка параметров тензометрических сигналов с помощью метода тригонометрических преобразований / Н. Б. Копытчук, Е. В. Шендрик // Труды Одесского политехнического университета. – 2005. – Вып. 1 (23). – С. 60–62.

41. Корихин, Н. В. Применение метода фотоупругости к решению задач механики разрушения деталей и узлов энергетических установок / Н. В. Корихин, С. Н. Эйгенсон // Теплоэнергетика. – 2009. – № 2. – С. 35–39.
42. Корнеев, В. В. Современные микропроцессоры / В. В. Корнеев, А. В. Киселев. – М. : НОЛИДЖ, 1998. – 240 с.
43. Коршаков, А. В. Повышение эффективности восстановления информативной составляющей сигнала систем мониторинга / А. В. Коршаков, А. С. Нащекин // Контроль. Диагностика. – 2009. – № 10. – С. 48–52.
44. Кочетков, А. С. Разработка методики контроля дефектов поверхности катания железнодорожных колес в движении по показателям динамики их взаимодействия с рельсами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.11.13 / Кочетков Антон Сергеевич. – Томск : ТПУ, 2011. – 24 с.
45. Краус, И. Метод рентгеновской тензометрии в технической диагностике металлических изделий / И. Краус, В. В. Трофимов // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2011. – № 1. – С. 273–279.
46. Кудюров, Л. В. Математическая модель развития плоского дефекта на поверхности катания с учетом упругости подвески и вертикальной неровности пути / Л. В. Кудюров, Д. С. Гарипов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Физико-математические науки». – 2010. – № 1 (20). – С. 178–187.
47. Кудюров, Л. В. Динамика вагонного колеса, имеющего ползун / Л. В. Кудюров, Д. С. Гарипов // Вестник транспорта Приволжья. – 2010. – № 3. – С. 64–70.
48. Лапа, В. Г. Математические основы кибернетики / В. Г. Лапа. – Киев : Высшая школа, 1974. – 452 с.
49. Левитин, Ананий. Алгоритмы: введение в разработку и анализ / Ананий Левитин ; пер. с англ. С. Г. Тригуб, И. В. Красикова. – М. : Вильямс, 2006. – 576 с.

50. Махутов, Н. А. Модельные исследования и натурная тензометрия энергетических реакторов / Н. А. Махутов, К. В. Фролов, Ю. Г. Драгунов и др. ; под ред. Н. А. Махутова. – М. : Наука, 2001. – 293 с.
51. Махутов, Н. А. Применение хрупких тензочувствительных покрытий для исследования напряженно-деформированного состояния тройника магистрального нефтепровода / Н. А. Махутов, Ю. В. Лисин, Б. Н. Ушаков и др. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2010. – Т. 76. – № 5. – С. 42–48.
52. Методы и приборы тензометрии : сборник трудов / под ред. Н. И. Приговорского. – М. : ГОСИНТИ, 1964. – Вып. 1–7. – 192 с.
53. Методы измерения сил в контакте колесо-рельс // Железные дороги мира. – 2008. – № 12. – С. 61–63.
54. Методы компьютерной обработки изображения / под ред. В. А. Сойфера. – 2-е изд. – М. : Физматлит, 2003. – 784 с.
55. Моделирование системы колесо-рельс // Железные дороги мира. – 2005. – № 2. – С. 45–52.
56. МИ 2083–90. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. – М., 1991. – 10 с.
57. Нагел, К. С# 4.0 и платформа .NET 4 для профессионалов / К. Нагел, Б. Ивьен, Д. Глинн, К. Уотсон, М. Скиннер ; пер. с англ. Я. Волкова, Н. Мухина. – М. : Диалектика : Вильямс, 2011. – 1440 с.
58. Напряжение и деформации в деталях и узлах машин / под ред. Н. И. Приговорского. – М. : Машгиз, 1961. – 364 с.
59. Неразрушающий контроль : справочник : в 8 т. / под общ. ред. В. В. Клюева. – Т. 5 : в 2 кн. Кн. 1. – 2-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2006. – 688 с.
60. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн и др. – М. : Интекст, 2002. – 408 с.
61. Окост, М. В. Повышение нагрузок и скоростей движения требует усиления железнодорожного полотна / М. В. Окост // Инженерный вестник Дона. – 2008. – № 2. – С. 93–104.

62. Пат. 2499237 Российская Федерация, МПК G 01 L 5/20. Быстродействующий преобразователь изменения сопротивления резистивных датчиков в электрический сигнал / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, Е. Ю. Лебедев и др.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный университет путей сообщения». – № 2010131278/28; заявл. 26.07.2010; опубл. 20.11.2013, Бюл. № 32.

63. Пат. 2424533 Российская Федерация, МПК R 27/02. Измерительный преобразователь быстродействующей тензометрической системы / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, С. А. Бехер и др.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Сибирский государственный университет путей сообщения». – № 2009118904/28; заявл. 19.05.2009; опубл. 20.07.2011, Бюл. № 20.

64. Пат. 2480711 Российская Федерация, МПК G 01 B 7/34. Способ обнаружения дефектов поверхности катания колес железнодорожных транспортных средств в движении / С. А. Бехер, Л. Н. Степанова, А. С. Кочетков; заявитель и правообладатель ГОУ ВПО «Сибирский государственный университет путей сообщения». – № 2011120545/28; заявл. 20.05.2011; опубл. 27.04.2013, Бюл. № 12.

65. Пат. EP 1 207 091 A1, МПК B61L1/06, B61K9/12, G01L1/24. Einrichtung zum Erkennen von Unregelmässigkeiten an Eisenbahnradern / Blum Karsten, Harald Schmidt, Dr. Ulf Truempfer; заявитель и правообладатель «Siemens Aktiengesellschaft». – № 01250346.6; заявл. 04.10.2001; опубл. 22.05.2002, Бюл. № 2002/21.

66. Попов, А. М. Повышение чувствительности и точности методов муаровых полос при исследовании полей перемещений и деформаций / А. М. Попов, Л. А. Сподарева, В. Б. Зиновьев // Сборник научных трудов Sworld по материалам международной научно-практической конференции. – 2013. – Т. 3. – № 1. – С. 5–10.

67. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации : утв. Министерством транспорта РФ 21.12.2010 : введ. в действие с 21.06.2011. – М. : Минтранс. 2011. – 255 с.

68. Пригоровский, Н. И. Экспериментальные методы исследования напряжений / Н. И. Пригоровский. – М. : Машиностроение, 1970. – 104 с.
69. Приображенский, С. В. Современные приборы безопасности подвижного состава / С. В. Приображенский // Проблемы современной науки. 2013. – № 7–3. – С. 60–65.
70. Прэтт, У. Цифровая обработка изображений / У. Прэтт. – М. : Мир, 1982. – 781 с.
71. Раевский, Н. П. Датчики механических параметров машин / Н. П. Раевский. – М. : АН СССР, 1960. – 188 с.
72. Российский научная электронная библиотека, интегрированная с Российским индексом научного цитирования (РИНЦ) [Электронный ресурс] // Научная электронная библиотека. – 2015. – Режим доступа: <http://elibrary.ru/defaultx.asp>
73. Руднев, О. М. Анализ напряженного состояния мостовых кранов / О. М. Руднев, В. О. Лятуринский // Вестник СевНТУ. Серия «Механика, энергетика, экология». – 2012. – Вып. 133. – С. 246–248.
74. Сакало, В. И. Применение поляризационно-оптического метода в расчетах деталей машин на усталость / В. И. Сакало, И. А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2008. – № 1 (17). – С. 29–34.
75. Сергиенко, А. Б. Алгоритмы адаптивной фильтрации: особенности реализации в MATLAB / А. Б. Сергиенко // Математика в приложениях. – 2003. – № 1. – С. 18–28.
76. Скиена, С. Алгоритмы. Руководство по разработке / С. Скиена. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 720 с.
77. Современные системы мониторинга состояния подвижного состава и инфраструктуры // Железные дороги мира. – 2013. – № 7. – С. 56–63.
78. Специализированный процессор для выполнения быстрого преобразования Фурье и обработки сигналов СПФ СМ. Рекламные материалы. – М. : ИНЭУМ, 1984. – 10 с.

79. Степанова, Л. Н. Быстродействующая микропроцессорная тензометрическая система для динамических испытаний конструкций / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, Е. Ю. Лебедев и др. // Контроль. Диагностика. – 2006. – № 7. – С. 6–14.

80. Степанова, Л. Н. Быстродействующая тензометрическая система для диагностики ходовых частей грузовых вагонов / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 2. – С. 38–39.

81. Степанова, Л. Н. Исследование влияния ударных нагрузок на распространение упругих колебаний в рельсе / Л. Н. Степанова, С. А. Бехер, А. С. Кочетков // Дефектоскопия. – 2010. – № 3. – С. 27–34.

82. Степанова, Л. Н. Исследование характеристик проволочных и полупроводниковых тензодатчиков, используемых для измерения ударных процессов / Л. Н. Степанова, Е. Ю. Лебедев, С. И. Кабанов и др. // Датчики и системы. – 2013. – № 1. – С. 28–33.

83. Степанова, Л. Н. Тензометрическая система для обнаружения дефектов поверхности катания колес грузового вагона / Л. Н. Степанова, С. И. Кабанов, С. А. Бехер, А. О. Коломеец // Датчики и системы. – 2013. – № 10 (173). – С. 38–44.

84. Тартаковский, Д. Ф. Метрология, стандартизация и технические средства измерений : учеб. для вузов / Д. Ф. Тартаковский, А. С. Ястребов. – М. : Высшая школа, 2002. – 205 с.

85. Теокарис, П. Муаровые полосы при исследовании деформаций / П. Теокарис ; пер. с греч. – М. : Мир, 1972. – 336 с.

86. Титов, В. Б. Определение коэффициента интенсивности напряжений трех типов методом фотоупругости / В. Б. Титов, Т. А. Дудник // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 1. – С. 132–134.

87. Тихомиров, В. М. Определение коэффициентов интенсивности напряжений методом фотоупругости в трехмерных задачах механики разрушения / В. М. Тихомиров // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – № 2. – С. 94–100.

88. Тропченко, А. Ю. Цифровая обработка сигналов и методы предварительной обработки / А. Ю. Тропченко, А. А. Тропченко. – СПб. : Питер, 2009. – 100 с.

89. Трофимов, В. В. Применение портативного рентгеновского тензометра для контроля напряженно-деформированного состояния в бурильных трубах / В. В. Трофимов, В. В. Чижиков, Р. У. Ильясов, П. П. Панов // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2012. – № 2. – С. 763–768.

90. Трофимов, В. В. Применение портативного рентгеновского тензометра для контроля напряженно-деформированного состояния в деталях при поверхностном упрочнении / В. В. Трофимов, В. В. Чижиков, С. С. Колесов, Р. У. Ильясов // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2013. – № 3. – С. 1045–1049.

91. Туричин, А. М. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин. – Л. : Энергия, 1966. – 692 с.

92. Ушкалов, В. Ф. Об измерении вертикальных сил при проведении динамических испытаний грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, С. А. Кострица, А. В. Султан и др. // Вагонный парк. – 2010. – № 5. – С. 14–16.

93. Федоров, В. Г. Система радиочастотной идентификации САИД «Пальма» на железнодорожном транспорте / В. Г. Федоров // Автоматизация в промышленности. – 2006. – № 3. – С. 53–54.

94. Физические основы измерений : практикум для лабораторных работ по дисциплине «Физические основы измерений» / С. А. Бехер, Е. С. Тенитилов, А. О. Коломеец. – Новосибирск : Изд-во СГУПС, 2014. – 57 с.

95. Фильтрация сигналов и изображений: Фурье и вейвлет алгоритмы (с примерами в MathCad): монография / Ю. Е. Воскобойников, А. В. Гочаков, А. Б. Колкер. – Новосибирск : НГАСУ (Сибстрин), 2010. – 188 с.

96. Финк, К. Измерение напряжений и деформаций / К. Финк, Х. Рорбах ; под ред. Н. И. Пригоровского. – М. : Машгиз, 1961. – 536 с.

97. Фленов, М. Библия C#. – СПб. : БХВ-Петербург, 2011. – 560 с.

98. Хадзимэ, О. Определение напряжений гальваническим меднением. – М. : Машиностроение, 1969. – 152 с.
99. Цифровые процессоры обработки сигналов : Справочник / А. Г. Остапенко и др. ; под ред. А. Г. Остапенко. – М. : Радио и связь, 1994. – 264 с.
100. Чукан, Й. Тензометрические датчики силы / Й. Чукан, К. Костиков // Компоненты и технологии. – 2010. – № 1. – С. 16–18.
101. Шафрановский, А. К. Измерение и непрерывная регистрация сил взаимодействия колесных пар локомотивов с рельсами // Труды ВНИИЖТ / А. К. Шафрановский. – М. : Транспорт, 1969. – Вып. 389. – С. 120–126.
102. Шафрановский, А. К. Совершенствование систем непрерывной регистрации сил взаимодействия колеса и рельса // Труды ВНИИЖТ / А. К. Шафрановский. – М. : Транспорт, 1974. – Вып. 511. – С. 65–76.
103. Шилдт, Г. С# 4.0. Полное руководство : пер. с англ / Г. Шилдт. – М. : Вильямс, 2013. – 1056 с.
104. Яковлев, А. Н. Введение в вейвлет-преобразования / А. Н. Яковлев // Новосибирск : НГТУ, 2003. – С. 36–44.
105. Яне Б. Цифровая обработка изображений / Б. Яне. – М. : Техносфера, 2007. – 584 с.
106. Яншин, В. В. Анализ и обработка изображений: принципы и алгоритмы / В. В. Яншин. – М. : Машиностроение, 1995. – 111 с.
107. ATLAS FO. Precise Diagnosis of Wheel Defects and Vehicle Weights // Signal & System Technik. – 2012. – № 8. – С. 1–8.
108. Bladon, K. Predictive Condition Monitoring of Railway Rolling Stock / K. Bladon, D. Rennison, G. Izbinsky, R. Tracy, T. Bladon // Proceedings of Conference on Railway Engineering, Darwin, 20–23 June 2004.
109. Bossart, E. Quo Vadis Pressure Switch – Mechanical or Electronic? / E. Bossart, A. Wika // Automation Technologies. – 2014. – № 5. – P. 26–29.
110. Buurman, G. Measurement System Quo Vadis / G. Buurman // European Railway Review. – 2005. – № 3. – P. 80–86.

111. Clegg, E. Wheel Impact Load Detector Experience on CN / E. Clegg, W. G. Blevins // American Railway Engineering Association Bulletin. – October 1996. – P. 499–523.

112. Force Sensors Line Guide // Sensing and Control Honeywell. – 2013. – № 2. – P. 1–4.

113. Izbinsky, G. et al. Monitoring Truck Performance on Tangent Track, to be presented at the 7th World Congress on Railway Research, Montreal, 4–8 June 2006.

114. Lasca system calibration for single exposure time measurements // Lasers and Electro-Optics 2009 and the European Quantum Electronics Conference. CLEO Europe – EQEC 2009. European Conference on, Munich, 14–19 June 2009.

115. LeDosquet, G. Automatic monitoring of the running quality of railway vehicles / G. LeDosquet, F. Pawellek, F. Müller-Boruttau // Railway Technical Review. – 2007. – Vol. 47. – № 2. – P. 1–6.

116. Monitoring railway wheel defects with rail installed measuring device / Lahti Otto ; Finnish Rail Administration, Rail Network Department. – Publications of the Finnish Rail Administration A 12/2008. – Helsinki, 2008. – 90 p. and 2 appendices.

117. Rohrbach Chr. Handbuch für elektrisches Messen mechanischer Größen / Rohrbach Chr. – Düsseldorf, VDI-Verlag, 1967. – 632 s.

118. Schenck process Rail weighing systems [Электронный ресурс] // The Dürr Group. – Режим доступа: <http://www.graviconcept.be/pdf/wg/wg-030004-en.pdf>

119. Sekuła, K. Identification of Dynamic Loads Generated by Trains in motion using Piezoelectric Sensors / K. Sekuła, P. Kołakowski // Proceedings of ISMA2010 including US201. – 2013. – P. 1099–1118.

120. Sharpe, P. Measuring of the road-bed rigidity / P. Sharpe // Railway Gazette International. – 2010. – № 9. – P. 190–194.

121. Visual C# 2010. Полный курс / Уотсон К. и др. ; под ред. Ю. Артеменко – М. : Вильямс, 2010. – 960 с.

122. Wheel Condition Monitor (WCM) / Trackside Intelligence Pty Ltd (TrackIQ), 17–19 King William St, Kent Town SA 5067 AUSTRALIA.

Приложение А

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ
№ 2013619321 (копия)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2013619321

Программа определения силовых показателей динамики взаимодействия колес и рельсов и поиска дефектов поверхности катания колес грузовых вагонов в движении с использованием тензометрии

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (СГУПС) (RU)*

Авторы: *Коломеец Андрей Олегович (RU), Попков Артём Антонович (RU), Бехер Сергей Алексеевич (RU)*

Заявка № 2013617321

Дата поступления 13 августа 2013 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 01 октября 2013 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов



Приложение Б

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015613124 (копия)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015613124

**Определение параметров дефектов поверхности катания
колес и динамических характеристик подвижного состава
по сигналам тензометрической системы**

Правообладатели: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный университет путей сообщения» (RU), Общество с ограниченной ответственностью «ТрансТех» (RU)*

Авторы: *см. на обороте*



Заявка № **2014661307**

Дата поступления **07 ноября 2014 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **05 марта 2015 г.**

*Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Л.Л. Кирий

Приложение В

Акт внедрения результатов диссертационной работы в ООО «ТрансТех» (копия)

УТВЕРЖДАЮ

Директор
ООО «ТрансТех»

 С.В. Плотников
«28» сентября 2016 г.
М.П.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы
Коломейца Андрея Олеговича
«Алгоритмическое и программно-техническое обеспечение
тензометрического метода контроля колес вагонов в движении»

Комиссия в составе Байбаков А.Н. – заместитель директора ООО «ТрансТех», Кучинский К.И. – ведущий программист ООО «ТрансТех», подтверждает, что результаты диссертационной работы Андрея Олеговича Коломейца используются в подсистеме автоматизированного цифрового комплекса измерения геометрических параметров колесных пар подвижного состава ООО «ТрансТех» для обнаружения и оценки силового воздействия дефектов поверхности катания.

Разработанные Коломейцем А.О. алгоритмы обработки тензометрических сигналов для идентификации и определения информативных параметров импульсных составляющих используются в программном обеспечении для обнаружения дефектов поверхности катания и оценки их динамического воздействия на рельсы. Экспериментально установленные Коломейцем А.О. пределы неопределенности динамического коэффициента преобразования сил в деформации на уровне 2% используется в методике калибровки подсистемы Комплекса-2. Экономический эффект не рассчитывался.

Члены комиссии:

Заместитель директора
ООО «ТрансТех»



А.Н. Байбаков

Ведущий программист
ООО «ТрансТех»



К.И. Кучинский

Приложение Г

Акт внедрения результатов диссертационной работы в ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет путей сообщения» (копия)



РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Сибирский государственный университет путей сообщения»

УТВЕРЖДАЮ

Ректор


А.Л. Манакон
«28» Октября 2016 г.
М.П.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы Коломейца Андрея Олеговича
«Алгоритмическое и программно-техническое обеспечение тензометрического контроля
колес вагонов в движении»

Комиссия в составе:

– декан факультета УТТК ФГБОУ ВО СГУПС, доктор технических наук, Абрамов Андрей Дмитриевич;

– начальник управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВО СГУПС, кандидат технических наук, доцент Ланис Алексей Леонидович

подтверждает, что разработанное в рамках диссертационной работы Коломейца Андрея Олеговича программное обеспечение «Программа определения силовых показателей динамики взаимодействия колес и рельсов», зарегистрированная в государственном реестре программ для ЭВМ № 2013619321 от 01.10.2013 г., используется в микропроцессорном быстродействующем тензометрическом комплексе «Динамика-3» при выполнении лабораторных работ со студентами направления подготовки «Стандартизация и метрология» в курсе «Физические основы методов контроля качества» и научно-исследовательских работ по теме «Технология контроля ходовых частей вагонов в движении по уровню динамических сил в системе «колесо-рельс»» в 2015-2016 годах.

Программное обеспечение в автоматизированном режиме проводит контроль сил, воздействующих от колес железнодорожных транспортных средств на рельсы, определяет порядковые номера колесных пар, времена прохода колес над тензодатчиками. Разработанные автором алгоритмы, используемые в программном обеспечении для обработки тензометрических сигналов, позволяют уменьшить влияние подрельсового основания на результаты измерения вертикальной силы с погрешностью не более 5 %.

Декан факультета «Управление транспортно-технологическими комплексами» ФГБОУ ВО СГУПС, доктор технических наук

А.Д. Абрамов

Начальник управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВО СГУПС, кандидат технических наук, доцент

А.Л. Ланис