

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

На правах рукописи

Чунин Сергей Владимирович

**ДИАГНОСТИКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО НАПРЯЖЕННОГО  
СОСТОЯНИЯ РЕЛЬСОВ ПО ИЗМЕНЕНИЮ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И  
ФОРМ КОЛЕБАНИЙ**

2.9.2. Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Савоськин Анатолий Николаевич

Москва – 2022

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

Введение .....	4
Глава 1 Анализ выполненных работ. Постановка цели и задач исследования .....	11
1.1 Анализ работоспособности бесстыкового рельсового пути .....	11
1.2 Анализ способов диагностики напряженного состояния рельсов .....	17
1.3 Анализ численных методов расчета частот и форм собственных колебаний.....	26
1.4 Постановка цели и задач исследования.....	36
Глава 2 Расчетное исследование собственных частот и форм колебаний рельса .....	38
2.1 Выбор расчётного метода определения частот и форм колебаний....	38
2.2 Методика и результаты расчета собственных частот и форм колебаний рельса .....	40
2.3 Проверка адекватности выполненных расчётов.....	54
2.4 Определение зависимости собственной частоты колебаний рельса от величины приложенной к нему продольной силы .....	60
2.5 Выводы по главе 2 .....	63
Глава 3 Экспериментальное исследование собственных частот и форм колебаний рельсов на испытательном стенде .....	64
3.1 Разработка конструкции испытательного стенда.....	64
3.2 Методика проведения испытаний на стенде.....	73
3.3 Анализ результатов стендовых испытаний.....	83
3.4 Выводы по главе 3 .....	93

Глава 4 Экспериментальные исследования собственных частот колебаний рельсов в полигонных условиях .....	94
4.1 Методика исследования .....	94
4.2 Анализ результатов.....	95
4.3 Выводы по главе 4 .....	100
Глава 5 Разработка методики прогнозирования работоспособности бесстыкового пути.....	101
5.1 Методика прогнозирования работоспособности бесстыкового пути.....	101
5.2 Пример расчета .....	103
5.3 Рекомендации по практическому применению предлагаемого способа.....	109
5.4 Выводы по главе 5 .....	111
Глава 6 ТЭО .....	112
6.1 Методика расчета.....	112
6.2 Расчет экономической эффективности.....	115
Заключение.....	120
Приложение.....	122
Список литературы.....	131

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Актуальность темы исследования**

На сегодняшний момент большое распространение на железных дорогах России и мира получил бесстыковой путь. Этот тип устройства пути имеет большое количество преимуществ по сравнению со звеньевым. Однако такая конструкция пути имеет недостатки, одним из которых является сложность контроля продольных сил сжатия в рельсе в процессе его температурного удлинения. Эксплуатация пути, продольные силы сжатия рельсов которого превышают допустимое значение, может привести к выбросу пути и сходу подвижного состава с рельсов.

В настоящее время на железных дорогах России контроль безопасного уровня продольных усилий сжатия в рельсах производится косвенным методом путем отслеживания подвижек меток, нанесенных на рельс относительно так называемых «маячных» (неподвижных) шпал. Указанный метод имеет множество недостатков, в том числе низкую точность и скорость оценки напряженного состояния рельсов, а также невозможность выполнения контроля продольных сил рельсов на всем протяжении пути.

Однако в процессе эксплуатации пути могут происходить различные непредсказуемые изменения в условиях эксплуатации, геометрии, физических и механических свойств элементов строения пути. Эти изменения вносят значительные поправки в напряженно-деформированное состояние рельсов, изменяя фактическую температуру закрепления рельсов (температуру, при которой в рельсах продольные напряжения равны нулю).

Таким образом, в связи с отсутствием методики оценки безопасной эксплуатации бесстыкового пути с точки зрения его сопротивляемости «выбросу», разработка методики прогнозирования поперечной устойчивостью бесстыкового пути, позволяющей определять участки пути с не соответствующей нормированному значению действительной температурой закрепления, является *актуальной*.

### **Степень разработанности темы исследования**

Выполнен анализ научных трудов в области оценки устойчивости бесстыкового пути. Также отмечены работы ученых, которые стали научной основой при выполнении диссертационной работы.

Вопросам теории устойчивости бесстыкового пути были посвящены работы Б. М. Бромберг, Н. П. Виноградов, А. Я. Коган, З. Л. Крейнис, А. В. Савин, О. А. Суслов, В. Г. Альбрехт, М. С. Боченков, В. А. Грищенко, О. П. Ершов, Н. Б. Зверев, М. А. Маркарьян, К. Н. Мищенко, С. П. Першин, Н. С. Чирков, Ф. Бирман, Г. Майер, И. Виттман, С. Грюнвельдт и другие.

В трудах ученых отражены методы исследования устойчивости бесстыкового пути, вопросы оценки напряжений возникающих в рельсах при их тепловом удлинении, а также влияние геометрии пути на его устойчивость.

В результате исследований разрабатываются методы и способы, а также технические средства, которые позволяют обеспечивать безопасную эксплуатацию бесстыкового пути.

### **Цель и задачи исследования**

Целью исследования является повышение безопасности эксплуатации бесстыкового железнодорожного пути на основе разработки методики своевременного обнаружения участков пути с недопустимыми значениями продольных напряжений по критерию устойчивости при сравнительной оценке

действительной температуры закрепления рельса и допустимой в данном регионе по инструкции.

Для достижения указанной цели в диссертационной работе поставлены следующие цели:

- Выбор метода расчета и проведения расчётного исследования собственных частот и форм колебаний рельса.
- Разработка конструкции испытательного стенда для верификации расчетной модели участка пути.
- Экспериментальное исследование собственных частот и форм колебаний рельса в стендовых условиях.
- Экспериментальное исследование собственных частот и форм колебаний рельса в полигонных условиях.
- Разработка методики прогнозирования работоспособности бесстыкового пути.
- Проведение технико-экономического обоснования разработанной методики.

### **Методология и методы исследования**

- расчетное исследование собственных частот и форм колебаний рельса методом конечного элемента с применением программного комплекса «Ansis» для получения их зависимости от приложенного продольного усилия к рельсу;
- проведение натурного эксперимента на специальном испытательном стенде, разработанном автором и содержащем участок бесстыкового пути длиной 1000м, а также устройство нагружения рельсов продольными силами, для верификации полученной расчётной зависимости собственных частот и форм от величины продольной силы;
- экспериментальные исследования собственных частот и форм колебаний рельсов в полигонных условиях;

– прогнозирование работоспособности бесстыкового пути на основе сравнения найденной действительной температуры закрепления рельса с допустимой её величиной.

### **Научная новизна**

– конечно-элементная модель участка пути, позволяющая получить зависимость собственных частот и форм поперечных колебаний рельса от приложенной к нему продольной силы;

– устройство и конструкция специализированного испытательного стенда, позволяющего провести верификацию конечно-элементной модели участка пути;

– математическая зависимость собственных частот колебаний рельса от величины приложенной к нему продольной силы, необходимая для определения действительной температуры рельса бесстыкового пути;

– способ экспериментального определения частот и форм собственных поперечных колебаний рельса с применением измерительного шумомера;

– метод прогнозирования работоспособности бесстыкового пути, основанный на основе сравнения найденной действительной температуры закрепления рельса с допустимой её величиной в данном регионе, регламентированной соответствующими инструкциями.

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

1. Разработана методика прогнозирования работоспособности бесстыкового пути по критерию устойчивости при сравнительной оценке действительной температуры закрепления рельса и допустимой в данном регионе.

2. Создана и верифицирована конечно-элементная модель участка пути, необходимая для проведения расчетов с использованием предложенного способа определения напряженно-деформированного состояния рельсов.

3. Построен специализированный испытательный стенд, который предназначен для верификации моделей участков пути, а также проведения исследований в области оценки собственных частот колебаний рельса при различных внешних воздействующих факторах, в том числе изменения величины продольной силы.

4. Проведены полигонные испытания на действующем участке бесстыкового пути с использованием предлагаемой методики по оценке действительной температуры закрепления рельсов.

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

- конечно-элементная модель участка пути и расчетная зависимость собственной частоты колебаний рельса от величины приложенной продольной силы;
- устройство и конструкция специализированного испытательного стенда;
- методика прогнозирования работоспособности бесстыкового пути по критерию устойчивости путем сравнения действительной и допустимой температурой закрепления рельсов.

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

Достоверность теоретических представлений подтверждается при сравнительной оценке результатов, полученных расчетным способом с использованием методом конечных элементов, с экспериментально полученными в стендовых и полигонных условиях, при этом погрешность не превышает 10 %.

Основные положения диссертационной работы доложены и одобрены:

- на XXXI Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения 04–06 декабря 2019 года;
- на Международной научной конференции «International Transport Scientific Innovation (ITSI-2021)» 29 июня 2021
- на I Международной конференции «Наука 1520 ВНИИЖТ: Загляни за горизонт» 26-27 августа 2021.

Основные положения диссертации реализованы в виде:

- Патента РФ 2670723С9, 15.11.2018. Способ определения напряженно-деформированного состояния различных упругих объектов / Бидуля А. Л., Волохов Г. М., Овечников М. Н., Панин Ю. А., Пономарев А. С., Чунин С. В., Шабуневич В. И. (АО «ВНИКТИ»);
- Патент № 2686870С1, МПК G01М 5/00 (2006.01). Способ исследования параметров напряженно-деформированного состояния упругих объектов, 06.05.2019 Бюл. № 13 / Волохов, Гасюк, Овечников, Чунин, Шабуневич, Шабуневич.
- Патент РФ 2755595С1, МПК G01В 21/00, В61К 9/08, G01М 17/10. Стенд для исследования напряженного состояния рельсов, дефектов рельсов и колес подвижного состава, 17.09.2021 Бюл. № 26 / Лунин А. А., Спиоров А. В., Чунин С. В., Щербаков В. В., Шабуневич В. И., Ушанов А. В., Фазлиахметов Д. М. (АО «ВНИКТИ»).

### **Публикации**

Основные положения диссертации опубликованы в 6 печатных работах, из которых 4 опубликованы в изданиях, входящих в перечень рекомендованных ВАК ведущих периодических изданий, 1 в изданиях, входящих в базу цитирования Scopus.

Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, списка литературы из 50 наименований.

## **ГЛАВА 1 АНАЛИЗ ВЫПОЛНЕННЫХ РАБОТ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ**

### **1.1 Анализ работоспособности бесстыкового рельсового пути**

Впервые в 1896 году идею применения конструкции железнодорожного пути без стыков предложил инженер Стецевич И.Ф. Суть его предложения заключалась в том, чтобы укладывать железнодорожный путь с искривлением волнообразным в плане, за счёт чего снижение величины продольных сжимающих или растягивающих сил должно было производиться путем периодического изменения стрел искривлений, что приводило к удлинению или укорочению плети [18].

Первый бесстыковой путь в Германии был проложен в 1924 году, а в США — в 1930 году.

Впервые в СССР в 1932 году на направлении Купянск-Валуйки были уложены рельсы длиной 37,5 метра. В этом же году на мостах через реку Ока у Серпухова и через реку Волга у Калязина были уложены рельсовые плети длиной 200 метров. Так же в это время на станционных путях начали укладывать сварные рельсы длиной 100 метров. В 1933 году на станции «Подмосковная» был устроен первый в СССР участок бесстыкового пути протяженностью

477 метров. В 1937 году на путях станции «Данилов» были уложены рельсовые плети длиной от 300 до 800 метров.

Участок пути на станции «Подмосковная» стал экспериментальным полигоном, на котором проводили исследование особенностей работы бесстыкового пути, что в последствии стало базой для накопления опыта и последующего его практического применения.

Проведение исследования способствовали переходу от конструкции бесстыкового пути с саморазрядкой (создана в начале 1950-х годов Боченковым М.С.) к пути с сезонными разрядками температурных напряжений. Далее была разработана и опробована конструкция бесстыкового пути, которая могла эксплуатироваться без сезонных разрядок напряжений (температурно-напряжённый бесстыковой путь), ставшей потом основной.

В 1956 году на Московско-Курско-Донбасской железной дороге впервые был уложен температурно-напряжённый бесстыковой путь на деревянных шпалах, а через год началась укладка бесстыкового пути на железобетонных шпалах. Конструкция пути была усовершенствована и уравнильные приборы, которые устанавливались по концам плетей, были заменены на уравнильные рельсы.

В 1959 году на бывшей Донецкой железной дороге был устроен первый участок бесстыкового пути температурно-напряжённого типа, который эксплуатировался в условиях большой грузонапряженности.

К 1963 году железных дорогах СССР было уложено 2,2 тысячи километров бесстыкового пути и 4,5 тысячи километров длинных рельсов, а к 1966 году 5,5 тыс. км бесстыкового пути. Далее темпы внедрения бесстыкового пути непрерывно возрастали.

Конструкция верхнего строения пути непрерывно развивалась: стали применяться более тяжёлые типы рельсов, щебеночный балласт и железобетонные шпалы. Продолжала увеличиваться длина рельсовых плетей в

полть до длины блок-участка. На определённых участках пути длину рельсовых плетей увеличили до длины перегона [33]. К 2003 году бесстыковой путь был уложен с общей протяженностью 50 тысяч километров, что составляет 40 % протяженности главных путей российских железных дорог.

В метрополитенах широкое внедрение бесстыкового пути произошло в 1940-х годах так как температура пути меняется в достаточно узком диапазоне.

Бесстыковой путь представляет собой железнодорожный путь с рельсами такой длины, что при изменении температуры рельсов образуются два концевых («дышащих») участка и средняя неподвижная часть неограниченной длины. В этой части ввиду наличия сопротивления рельсошпальной решетки и рельса продольному и поперечному перемещениям изменения температуры рельсов, а следовательно, их длин реализуются в напряжениях и продольных силах [9]. При превышении определенных их значений это может привести к *потере устойчивости* и «выбросу» участка пути.

Во время эксплуатации бесстыкового пути при изменении температуры рельсов могут возникать отказы, которые связаны геометрией рельсовой колеи и элементов верхнего строения пути. Это явление характерно как для звеньевоего, так и бесстыкового пути. Также, на бесстыковом пути имеется вероятность появления специфических отказов, например: «выброс пути». Появление их обусловлено тем, что в рельсах бесстыкового пути при изменении температуры относительно температуры их закрепления возникают продольные силы растяжения или сжатия, при этом поперечная составляющая этих сил способствует изменению положения рельсошпальной решетки в плане [34], [35]. В случае мгновенного изменения положения рельсошпальной решетки в плане происходит выброс пути, если же изменение происходило постепенно, то такой отказ называют «угол в плане». Если изменение положения рельсошпальной решетки в плане происходит при одновременном воздействии сил от подвижного

состава и продольных сил действующих в рельсах, то это отказ называют «сдвиг пути» [36], [37].

Выброс и сдвиг пути можно обнаружить только визуально и, как показывает практика эксплуатации, появление таких отказов часто сопровождается сходами и крушениями подвижного состава со значительным экономическим ущербом, а при наиболее неблагоприятных исходах – с человеческими жертвами. По данным ОАО «РЖД», за период 2005 – 2019 г.г. на сети дорог произошел 31 сход подвижного состава, причиной которых явился выброс или сдвиг пути, из которых 5 крушений, в том числе 2 в пассажирских поездах, 1 авария пассажирского поезда, 12 сходов пассажирских поездов.

В соответствие с положениями, изложенными в [38], безопасность движения железнодорожного транспорта представляет собой защищенность:

- процесса движения железнодорожного подвижного состава;
- состояния самого железнодорожного подвижного состава.

При которых отсутствует риск транспортных происшествий и их последствий, которые могут повлечь за собой причинение вреда жизни или здоровью человеку, имуществу и окружающей среде.

Таким образом, процесс обеспечения безопасности движения состоит в поддержании такого состояния технических средств железнодорожного транспорта, которое гарантирует отсутствие недопустимого уровня риска по отказам, появление которых может привести к причинению этого вреда.

Для оценки безопасности эксплуатации бесстыкового пути были проведены испытания по исследованию влияния конструкций пути и условий его содержания на процессы возникновения и развития «выбросов» пути. А так же оценка влияния эксплуатационных и конструктивных факторов на значение превышения температуры плетей относительно температуры их закрепления, при которой происходит «выброс».

Наиболее обширные и полные исследования в этом направлении были проведены под руководством кандидата технических наук, доцента Бромберга Е. М. в лаборатории бесстыкового пути Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта МПС (ВНИИЖТ МПС). Результаты большей части, которых были опубликованы в трудах ВНИИЖТ.

Эти исследования включали в себя, в частности, сравнение результатов испытаний с результатами расчетов устойчивости при использовании различных методов. Далее рассмотрены методики расчета устойчивости бесстыкового пути, их преимущества и недостатки, а также некоторые вопросы терминологии.

Результаты, полученные опытным путем, отличались от выводов, сделанных С. П. Першиным на основе энергетической модели бесстыкового пути [1011]. Поэтому было принято решение при разработке первых «Временных технических указаний по укладке и эксплуатации температурно-напряжённого пути без периодической (сезонной) разрядки напряжений» целиком опираться только на результаты прямых экспериментов, выполненных на стенде ВНИИЖТ МПС. Это для времени, когда происходил процесс становления бесстыкового пути в России, было наиболее правильным решением [11].

В настоящее время устройство, укладка, содержание и ремонт бесстыкового пути регламентируются инструкцией, утвержденной распоряжением ОАО «РЖД» № 2788р от 29.12.2012 г. [18]. В соответствии с этой инструкцией обеспечение прочности и устойчивости бесстыкового пути производится путем закрепления рельса при оптимальной температуре для каждого региона эксплуатации. Однако, в процессе эксплуатации пути могут происходить различные непредсказуемые изменения в условиях эксплуатации, геометрии, физических и механических свойств элементов строения пути. Эти изменения вносят значительные поправки в напряженно-деформированное

состояние рельсов, изменяя фактическую температуру закрепления рельсов (температуру, при которой в рельсах продольные напряжения равны нулю).

Вопросы, связанные с поперечной устойчивостью бесстыкового пути, являются актуальными, так как на сегодняшнее время не принята методика оценки безопасности эксплуатации бесстыкового пути с точки зрения его сопротивляемости «выбросу». Таким образом, для оценки безопасности эксплуатации бесстыкового пути необходимо разработать методику определения участков пути с не соответствующей нормированному значению действительной температурой закрепления.

Действительная температура закрепления рельса – это такая температура, при которой в рельсе, посредством температурного его удлинения или сужения, образуется нулевое значение продольного усилия. Как можно видеть из определения действительной температуры закрепления, для ее нахождения необходимо знать текущую температуру рельса, коэффициент линейного расширения материала рельса и текущее значение продольного напряжения в рельсе.

Текущую температуру рельса и коэффициент линейного расширения можно легко определить, однако для определения величины продольного напряжения или усилия в рельсе в текущий момент времени необходимо выбрать наиболее подходящий способ. Поэтому рассмотрим известные способы диагностики напряженного состояния рельсов и определим наиболее подходящий.

## 1.2 Анализ способов диагностики напряженного состояния рельсов

На данный момент существуют несколько способов диагностики продольных напряжений в рельсах бесстыкового пути, к которым относятся следующие:

- анализ подвижек меток установленных на рельсе относительно неподвижных меток на шпалах;
- метод тензометрии;
- метод подъема рельса;
- метод вибрационного воздействия на рельс;
- магнитные методы;
- ультразвуковые методы.

Кроме того, известен ряд патентов на изобретение, в которых описываются применение таких способов к диагностике продольных напряжений в рельсах бесстыкового пути.

Выполним краткий анализ этих методов и патентов для того, чтобы выбрать наиболее перспективный.

### **Метод контроля, основанный на анализе подвижек меток установленных на рельсе относительно неподвижных меток на шпалах.**

На сегодняшний момент нормативными документами устанавливается способ контроля продольного напряжения в рельсах бесстыкового пути на основе анализа подвижек меток нанесенных на рельс относительно неподвижных «маячных» шпал. Так же оговорены рекомендуемые значения температуры и ее отклонениям при закреплении рельса в зависимости региона эксплуатации пути. Этот подход позволяет оценивать изменение температуры закрепления рельса, угон плетей и определять возможные места концентрации напряжений. Однако

этот подход имеет недостатки в виде необходимости корректировки положения меток, а также измерение ручными методами приводит к погрешностям, связанными с человеческим фактором, что значительно снижает точность контроля фактического напряженного состояния рельсов бесстыкового пути. В итоге эти погрешности негативно сказываются на безопасности движения поездов и делают задачу по разработке новых способов оценки напряжений в рельсах бесстыкового пути предельно актуальной [11].

Существуют два основных направления разработки систем по оценке, напряженного состояние рельсовых плетей.

Первое – усовершенствование метода «маячных» шпал, при котором повышается защищенность от случайного изменения положения рисков, а также уменьшения влияния человеческого фактора. Достигается это за счет разработки и внедрения систем, которые автоматизируют процесс измерения подвижек метод и анализа результатов. С учетом того, что метод измерений и исходные данные контроля не изменяются главным преимуществом систем первого направления, является готовность нормативной базы к их применению.

Второе – разработка систем и приборов, основанных на иных принципах.

К первому направлению можно отнести системы считывания штатных меток, разработанные ЗАО «ПИК ПРОГРЕСС» и «ВНИИЖТ» (Н. П. Виногоров, А. В. Савин), [39] «НПЦ ИНФОТРАНС» [40], а также системы «АС-Сибирь» и «НИЦ «Путеец», которые используют специальных магнитные метки.

Так же можно выделить систему, разработанную ЗАО «Транспутьстрой», в которой измерение смещения сечений рельсовой плети проводится с использованием высокоточных GPS-приемников, а результат представляется в виде разницы координат [11].

Для реализация второго направления требуется использование других методов измерений.

Достоинствами метода контроля продольных напряжений в рельсах бесстыкового пути по «маячным» шпалам является готовность нормативной базы, а также простота в эксплуатации, а также он не требует значительных средств на его реализацию. Недостатками данного метода являются человеческий фактор при монтаже меток и изменение профиля пути вследствие ремонта, а также вследствие случайных факторов.

### **Метод тензометрии.**

Этот метод наиболее широко применяется для исследования напряженно-деформированного состояния различных конструкций. Данный метод позволяет определять только относительные деформации по отношению к деформации объекта в момент установки датчика, следовательно, значение начальной деформации объекта остаются неизвестными.

Применение этого метода при непрерывном мониторинге состояния рельса требует применение особых способов монтажа и защиты датчиков на рельсе.

Данный метод реализован в системах RSM (Канада), СКБП-2009 (Россия). В системе СКБП-2009 используют датчик, состоящий из металлической пластины, прикрепленной с помощью сварки на шейку рельса, а также датчиков вибрации и температуры. В настоящий момент проводятся испытания СКБП-2009 на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ в Щербинке.

Основным недостатком данных методов является обязательный контакт датчика и рельса. Также для установки датчиков необходимо иметь подготовленную поверхность (шлифованную, обезжиренную и т. д.) или применять различные способы сварки. Эти ограничения создают дополнительные трудности при проведении ремонтов на участке пути.

### **Метод подъема рельса.**

Суть метода заключается в использовании известного в механике принципе расчета реакции балки на изгиб. При котором используется зависимость между силой, приложенной к рельсу необходимой для его поднятия с заданным значением прогиба. Апробация данного метода была проведена и подтверждена исследованиями в 1990-х годах [41].

Такая система может быть реализована с использованием переносного оборудования, что делает ее достаточно простой в использовании. Предварительные испытания показали, достаточную точность измерений продольных напряжений в рельсах бесстыкового пути. Однако для этого метода существует ряд ограничений, основное заключается в необходимости отсоединения рельса от шпал, что может привести к нарушению устойчивости пути. Так же анализ результатов испытаний показал, что имеется значительная погрешность при измерениях, когда на рельс действует поперечные силы сжатия [11].

Этот метод имеет значительное количество недостатков, в том числе необходимость раскрепления рельса на протяжённом участке пути, что в свою очередь изменяет характеристики и условия закрепления бесстыкового пути в эксплуатации. Кроме того, измерения наиболее опасных для устойчивости бесстыкового пути сжимающих напряжений не являются достоверными.

### **Метод вибрационного воздействия на рельс.**

Суть метода заключается в использовании вибродатчиков, которые устанавливаются на рельс и регистрируют колебаний рельса возбуждаемые ветрогенератором, а далее сопоставляют эти значения с величиной действующих температурных сил [42].

Обоснование идеи указанного метода опирается на то, что продольные силы, действующие в рельсах бесстыкового пути, препятствуют

распространению колебаний, возбужденных вибратором и, следовательно, оказывают влияние на измеренный сигнал от вибродатчика. При этом этот сигнал меняется пропорционально изменению продольной силы и максимальное значение которого соответствует нулевому значению продольной силы, приложенной к рельсу или нейтральной температуре рельса.

Преимущества данного метода:

является неразрушающим,

относительная простота монтажа и эксплуатации оборудования;

высокая скорость проведения измерений.

Однако использование данного метода имеет ряд ограничений, основным является то, что по опыту применения аналогичных систем результаты измерений имеют значительную погрешность в случае проведения испытаний на рельсах в которых действуют продольные силы сжатия или рельсах в криволинейных участках пути [11].

## **Магнитные методы**

Суть этих методов заключается в использовании зависимости изменения магнитных свойств ферромагнитных металлов от внутренних напряжений [13].

Основой для разработки таких методов оценки напряженного состояния ферромагнитных материалов является зависимость их магнитных свойств от их напряженно-деформированного состояния. Такие магнитные методы имеют основное достоинство, заключающееся в том, что они являются неразрушающими. Так же для проведение измерений занимает минимальное количество времени, а оборудование измерительной системы является переносным и может эксплуатироваться одним оператором.

Данный метод использован в системах контроля бесстыкового пути УКБП (Россия) и StressVision (Россия).

Недостатком этого метода является не достоверность результатов в случае наличия дополнительных магнитных полей в зоне измерения, а также при различиях в микроструктурах металла рельса. Для снижения погрешности, вносимой этими недостатками, необходимо проводить измерения, при нулевом значении продольных напряжений во всех местах, где планируется вести измерения, и выполнять последующее хранение этих данных.

### **Ультразвуковой метод.**

Метод основан на использовании эффекта акустоупругости материала [14]; и заключается в использовании зависимости изменения скорости распространения ультразвуковых волн в материале от величины механического напряжения в нем. Ультразвуковой метод использован в приборах DEBRO-30 (Германия), ИН-5101 (Россия).

Этот метод имеет множество достоинств, в том числе простота, компактность и портативность системы измерения. Однако метод имеет ряд существенных недостатков, таких как зависимость результатов измерения от структуры (текстуры) металла, наличия остаточных напряжений в рельсе, фазового состояния металла, неоднородности распределения плотности и температуры металла рельса.

### **Способ контроля продольно-напряженного состояния рельсовых плетей бесстыкового пути [4].**

Этот способ заключается в определении продольных напряжений рельса бесстыкового пути и его можно применять непрерывно при движении железнодорожного подвижного состава. При этом возникает механическое взаимодействие катящегося железнодорожного колеса и рельса, в результате которого возбуждаются механические колебания на контролируемых участках рельсовых плетей. Эти колебания регистрируются на основе преобразования их в

акустические. Акустический сигнал усиливается и анализируется его спектр. При этом частота и амплитуда акустических колебаний зависят от величины продольных механических напряжений участков рельсовых плетей. По результатам обработки информации анализируют изменение спектра возбуждаемых колебаний и оперативно выделяют аварийно-опасные участки железнодорожного пути.

Достоинством указанного способа является возможность контроля состояния пути без предварительной подготовки исследуемого участка. Недостатком является сложность системы измерения, что снижает точность измерения, а также необходимость непрерывного определения напряжений, что увеличивает затраты на обработку полученной информации.

### **Способ контроля устойчивости бесстыкового рельсового пути.**

В этом способе [2] используют механический возбудитель колебаний пути. В качестве критерия устойчивости принимают отношение частоты собственных горизонтальных поперечных колебаний рельсового пути в текущий момент времени к заранее известной частоте колебаний этого же участка пути при продольной силе, равной нулю. Собственная частота колебаний определяется визуального по наступлению резонанса колебаний с помощью скоростемера, который измеряет частоту вращения механического возбудителя колебаний.

Достоинством указанного способа является простота системы измерения, так как применяется только механический возбудитель колебаний, система рычагов и скоростемер. Недостатком является неоднозначность в определении частоты колебаний рельса в различные моменты времени, при различном значении продольного усилия в рельсе.

Другими словами: спектры собственных частот при различных значениях продольного усилия в рельсе, состоят из множества «пиков» виброускорений в

широком диапазоне частот. При этом оценку изменения частоты необходимо проводить только для одной и той же формы колебаний. Кроме того, в этом способе не оговорено каким образом выбирается исследуемая частота из спектра собственных колебаний рельса, что может привести к ошибочному сравнению и анализу частот разных форм колебаний рельса.

### **Способ контроля бесстыкового железнодорожного пути.**

Способ [3] заключается в том, что измеряется температура и определяется разность между измеренной температурой участка рельсовой плети и температурой закрепления рельсовой плети и определяется температурное напряжение соответствующего участка рельсовой плети. Одновременно с этим измеряется продольная деформация участка рельсовой плети и определяется напряжение деформации соответствующего участка рельсовой плети.

Измерение проводится с помощью волоконно-оптических чувствительных элементов, размещённых на подошве рельса с внешней стороны для измерения продольной деформации рельса. Кроме того, по меньшей мере, один элемент должен быть выполнен на основе волоконно-оптической дифракционной брэгговской решетки для измерения температуры рельса. Датчики устанавливаются попарно и закрепляются на подошве левого и правого рельса в промежутке между шпалами; их посредством волоконно-оптического кабеля связывают с преобразователем оптического сигнала и блоком обработки данных.

Достоинством этого способа является высокая достоверность результатов измерения, так как производят прямое измерение продольных деформаций рельсов с помощью оптоволоконных датчиков, которые не восприимчивы к электромагнитным полям и не меняют свои характеристики при изменении внешней температуры. Недостатком является необходимость установки оптоволоконных датчиков непосредственно на рельс, что создает определенные

сложности при проведении ремонтов и защиты датчиков от случайных повреждений.

Протяженность бесстыковых участков пути на железных дорогах России составляет свыше 40 тыс. км., а места предполагаемых «выбросов» рельсов не известны. Поэтому необходимо проводить контроль напряженного состояния пути на всем его протяжении. При использовании указанного способа потребуются применения огромного количества дорогостоящих датчиков.

### **Способ определения напряженно-деформированного состояния различных упругих объектов.**

Этот способ предложен АО «ВНИКТИ» [44] и заключается в определении зависимости изменения частот для соответствующих форм собственных колебаний от величины приложенного усилия на модели исследуемого упругого объекта.

Для того, чтобы определить продольную силу в рельсе на участке бесстыкового пути, получают расчетную зависимость частоты выбранной формы собственных колебаний рельса на модели участка пути от величины продольной силы, приложенной к рельсу, затем проводят измерение собственной частоты и формы колебаний рельса на реальном участке пути. Определяют частоты выбранной формы колебаний и по полученной ранее зависимости находят значение паральной силы в рельсе.

При этом может быть выбран любой способ измерения и возбуждения собственных частот колебаний.

Достоинство указанного способа заключается в том, что использование расчетов на математической модели участка пути, позволяет получить зависимости изменения собственных частот и форм колебаний рельса от продольной силы, приложенной к нему для различных конструкций верхнего строения пути (тип шпал, крепления, рельс).

Другим достоинством является возможность применения для измерения собственных частот колебаний рельса на реальном участке пути различных средств измерения. Это даёт возможность использовать бесконтактные средства измерения, которые могут быть установлены как на рельсовом пути, так и на подвижном составе. Кроме того, могут быть использованы распределено-оптические системы измерения, которые представляет собой проложенный оптоволоконный кабель на всем протяжении пути. При этом регистрация виброакустических колебаний может быть выполнена в любом сечении кабеля. Такой подход при измерении позволяет обеспечить контроль состояния пути на всем его протяжении.

Недостатком этого способа является то, что он позволяет определить напряженное состояние объектов, но не дает оценки их работоспособности или безопасности эксплуатации.

В целом, указанный способ является наиболее подходящим для его развития и последующего применения при оценке безопасности эксплуатации бесстыкового пути.

Так как выбранный способ основывается на расчетах частот и форм собственных колебаний, то необходимо определить подходящий метод решения этих задач, для чего далее выполним анализ известных методов их решения.

### **1.3 Анализ численных методов расчета частот и форм собственных колебаний**

Таким образом, для определения действительной температуры закрепления рельсов, был выбран метод, при котором необходимо определяют

текущее продольное напряжение в рельсах посредством сравнения измеренных частот собственных колебаний рельса с их расчётной зависимостью от продольной силы, приложенной к рельсу.

Измерение частот собственных колебаний рельса может быть произведено различными способами и не представляет никаких сложностей.

Однако, определение зависимости значений частоты собственных колебаний рельса от величины продольной силы является комплексной задачей. Для её решения необходимо выполнить выбор метода расчета собственных частот, а также произвести верификацию полученных результатов на натурной объекте.

Далее произведем анализ известных методов расчета частот и форм собственных колебаний.

### **Метод последовательных приближений.**

Суть метода [17] заключается в определении ряда функций, последовательность которых сходиться к одной из собственных форм колебаний, а далее нахождении по приближенным значениям для форм соответствующих собственных частот. Для построения итерационного процесса производят замену  $\omega^2 \varphi \rightarrow \psi_{k-1}, \varphi \rightarrow \psi_k$ , так что для определения  $\psi_k$  по известному  $\psi_{k-1}$  служит уравнение:

$$C\psi_k = A\psi_{k-1}, \quad (1)$$

которое на каждом приближении решают при краевых условиях исходной задачи. Начальную функцию  $\psi_0$  выбирают достаточно произвольно, но так, чтобы выполнялись следующие условия: функция  $\psi_0$  должна быть непрерывной вместе с необходимым числом ее производных; она может не удовлетворять всем краевым условиям; достаточно, чтобы для любой функции сравнения  $u$  (функции, удовлетворяющей всем краевым условиям и нужное число раз дифференцируемой) выполнялось условие

$$(\psi_0, Au) - (u, A\psi_0) = 0; (\psi_0, A\psi_0) > 0. \quad (2)$$

Таким образом, построенный итерационный процесс без наложения дополнительных ограничений сходится к первой собственной форме колебаний. Для определения высших собственных форм и собственных частот колебаний используют рекурсивные методы расчета.

В методе последовательных приближений задача об определении собственных частот и форм колебаний сводится к многократному расчёту деформаций системы под действием известной статической нагрузки.

Принципиально метод последовательных приближений пригоден для вычисления третьей и высших форм и частот собственных колебаний. Нужно лишь каждый раз задаваться формой колебаний, ортогональной ко всем предыдущим собственным формам. Однако, для частот выше второй, этот метод практически применяется редко вследствие сложности вычислений и медленной сходимости. Кроме того, данный метод имеет существенный недостаток, выраженный в необходимости задания формы колебаний, однако в сложных многокомпонентных системах, таких как рельсовый путь, невозможно предсказать какими именно будут формы колебаний.

#### **Асимптотический метод.**

Асимптотические методы [17] предназначены для эффективного определения высших частот и форм, при этом используют свойства спектра

упругих колебаний. Однако в некоторых случаях такие методы могут оказываться пригодными и для определения основных частот и форм. Этот метод может применяться для упругих тел, которые занимают прямоугольную область в пространстве и для краевых задач с квазиразделяющимися переменными.

Идея метода заключается в использовании свойства малой зависимости спектров упругих колебаний от краевых условий при высоких частотах и концепции динамического краевого эффекта. Полагают, что для внутренней области справедливо порождающее решение. На это порождающее решение накладывают у каждого края корректирующие решения, которые убывают при удалении от края во внутреннюю область и позволяют удовлетворить всем краевым условиям. Полученные решения для двух противоположных краев стыкуются. Процедура стыковки позволяет получить систему трансцендентных уравнений для параметров, определяющих порождающее (внутреннее) решение и динамические краевые эффекты, а затем получить асимптотические выражения для частот.

Недостатком данного метода является то, что в решении применяется ряд допущений, которые невозможно реализовать при наличии различных по характеристикам элементов в системе рельсового пути.

### **Метод Релея и родственные методы.**

Для того, чтобы приближенно определить частоту первой собственной формы колебаний можно применить формулу Релея [17]. При этом выбрется функция, которая удовлетворяет, по крайней мере, кинематическим граничным условиям, и близка к предполагаемой первой форме собственных колебаний (допустимая вектор-функция). Для определения других порядков собственной частоты необходимо знать первые формы колебаний.

В этом методе задают форму колебаний системы, сводя её таким образом к системе с одной степенью свободы. При удачной аппроксимации получают достаточно точное значение низшей собственной частоты системы, однако другие её динамические характеристики остаются нераскрытыми.

Для приближенного нахождения собственной частоты можно использовать формулу Релея, при этом в качестве  $\varphi$  выбирают функцию, которая удовлетворяет по крайней мере кинематическим граничным условиям (вектор-функция  $(\varphi) \in E_c$ ), которая близка к предполагаемой первой форме собственных колебаний:

$$\omega^2 = \frac{(C_\varphi, \varphi)}{(A_\varphi, \varphi)} = \frac{U_0(\varphi)}{T_0(\varphi)} \approx \frac{[\varphi, \varphi]_C}{[\varphi, \varphi]_A} \quad (3)$$

Особенностью применения формулы (3) является необходимость задания векторной функции  $\varphi$ . Если зависимость каждой компоненты от координат нетрудно подобрать исходя из физического представления о характере деформирования упругой системы и необходимости удовлетворения, по крайней мере, кинематическим граничным условиям, то соотношения между компонентами задать достаточно сложно.

Так же существуют родственные методы Данкерли и Саутвелла, которые дают для основной частоты оценки снизу.

Одной из важнейших задач, которая может быть решена с помощью этого метода, является получение динамических характеристик составной конструкции на основе результатов расчетов параметров изолированных составных частей.

### **Метод Ритца.**

Суть этого метода [17] заключается в замене задачи нахождения минимума функционала нахождение минимума функции нескольких

переменных. Исходным принципом для этого является вариационный. Согласно методу Ритца, решение может быть представлено в виде ряда:

$$\varphi(x) = \sum_{k=1}^N f_k \psi_k(x) \quad (4)$$

Последовательность (система) координатных элементов  $\psi_k$  должна подчиняться трем требованиям: координатные функции должны удовлетворять, по крайней мере, кинематическим граничным условиям; при любом  $N$  они должны быть линейно независимы.

Простые значения частот форм собственных колебаний можно определить с точностью до постоянного множителя, а при кратных частотах есть возможность определить линейно независимые формы в количестве кратности частоты. Метод Ритца легко поддается алгоритмизации и поэтому удобен для решения на ЭВМ.

Преимущество метода Ритца состоит в его большей приспособляемости и возможности перехода к приближениям высших порядков в случаях, когда первое приближение уже не является достаточным. Известным недостатком метода можно считать малую наглядность, обусловленную его формально математическим характером.

### **Метод динамических жесткостей и податливостей.**

Метод динамических жесткостей [17] может применяться для систем, которые достаточно просто разбить на подсистемы, при задании гармонических перемещений поведение которых может быть описано. Суть метода заключается в разделении системы на достаточно простые части, далее в местах разделения системы определяют условия сопряжения их в виде обобщенных динамических сил.

В каждой подсистеме от единичного гармонического перемещения определяют реакции по направлениям обобщенного перемещения. Этот метод является по сути частным случаем метода конечных элементов (МКЭ). В случае исследования стержневых систем конечные элементы представляются в виде элементарные балки, при этом линейные и угловые перемещения узла составляют вектор.

Метод динамических податливостей представляет собой альтернативу методу динамических жесткостей. Суть которого на примере неразветвленной системы заключается в том, что систему условно разделяют на простые части. В местах их разделения определяют условия их сопряжения в виде обобщенных перемещений, а вместо них вводят неизвестные гармонические обобщенные силы. Далее проводят вычисление матрицы, состоящей из относительных перемещений двух соседних подсистем по направлению обобщенной силы от единичной гармонической силы (динамические податливости).

Недостаток указанного метода состоит в отсутствии возможности проведения расчетов на системах, находящихся под действием внешних силовых факторов, таких как продольное усилие в рельсах.

### **Метод конечных элементов.**

Общая схема метода конечных элементов (МКЭ) [17] состоит в том, что континуальная система объема, ограниченная поверхностью, аппроксимируется совокупностью элементов конечных размеров (физическая дискретизация) – конечными элементами (КЭ). Элементы могут быть любой формы, но их размеры должны быть достаточно небольшими, чтобы перемещения любой точки элемента можно было выразить через перемещения некоторых точек на его поверхности (узлов).

Обычно для трехмерных объектов используют конечные элементы в форме тетраэдров или параллелепипедов (в осесимметричных – тело вращения

треугольного или прямоугольного сечения). Для двумерных объектов применяют конечные элементы треугольной и прямоугольной формы.

МКЭ можно представить как один из вариантов метода Ритца. В классическом представлении идеи метода Ритца функции, которые аппроксимируют собственные формы колебаний, определены на всей области, занятой системой. А в МКЭ с целью возможности применения более простых функций они подбираются только для отдельных достаточно малых участков этой области (конечных элементов).

Суть МКЭ состоит в том, что конструкция разбивается на элементы, связанные между собой в отдельных точках (узлах). Перемещения узлов (каждый узел может иметь несколько степеней свободы) принимаются за обобщенные координаты системы. Предполагается, что перемещение любой точки, лежащей внутри  $s$ -го элемента, полностью определяется перемещениями узлов, с которыми связан этот элемент [27]:

$$\xi^{(s)} = \sum_i x_{si} f_i^{(s)} \quad (5)$$

где  $\xi^{(s)}$  – какая-либо проекция перемещения точки;  $x_{si}$  – перемещения узлов, с которыми связан элемент;  $f_i^{(s)}$  – аппроксимирующие функции, зависящие от координат точки в элементе.

Аппроксимирующие функции должны быть выбраны так, чтобы перемещения изменялись непрерывно как внутри элемента, так и на границах соседних элементов.

Далее вычисляются потенциальная и кинетическая энергии элемента; они выражаются соответственно через перемещения и скорости узлов, вычисляют также виртуальную работу внешних сил. Полная энергия системы получается суммированием энергии всех ее элементов. Так как рассматривается линейная система, то кинетическая энергия представляется квадратичной формой в

зависимости от скоростей, а потенциальная – квадратичной формой в зависимости от смещений.

Если ввести в рассмотрение вектор перемещений узлов  $x$ , содержащий столько компонентов, сколькими степенями свободы обладают все узлы конструкции, то потенциальная и кинетическая энергии могут быть записаны в виде

$$U = \frac{1}{2} x^T r x; T = \frac{1}{2} \dot{x}^T m \dot{x} \quad (6)$$

причем как матрица жесткости  $r$ , так и матрица массы  $m$  являются симметричными квадратными матрицами [27]. Размер этих матриц равен числу  $n$  степеней свободы всех узлов системы.

С другой стороны, как потенциальная, так и кинетическая энергия всей системы представляются суммами соответствующих энергий всех входящих в нее элементов. Энергия же каждого  $s$ -го элемента выражается по формулам, аналогичным (6):

$$U_s = \frac{1}{2} x_s^T r^{(s)} x_s; T_s = \frac{1}{2} \dot{x}_s^T m^{(s)} \dot{x}_s \quad (7)$$

где  $x_s$  – вектор, составленный из перемещений узлов, к которым примыкает  $s$ -й элемент,

$r^{(s)}, m^{(s)}$  – матрицы жесткости и массы элемента.

Уравнения движения имеют вид:

$$m\ddot{x} + rx = P, \quad (8)$$

где  $P$  — вектор приведенных узловых нагрузок.

Системы уравнений движения, полученные методом конечных элементов, имеют высокий порядок, однако их решение облегчается благодаря тому, что матрицы  $m$  и  $r$  содержат много нулей, так как в каждой их строке имеется лишь

столько ненулевых элементов, сколько степеней свободы имеют все узлы элементов, примыкающих к данному узлу.

При рациональной нумерации узлов матрицы  $m$ ,  $r$  часто могут быть сделаны ленточными, т. е. такими, в которых ненулевые элементы содержатся лишь в нескольких диагоналях, примыкающих к главной.

Достоинством метода конечных элементов является то, что он может быть применен для составных систем, таких как железнодорожный путь, из объектов с различными механическими свойствами (рельсы, шпалы, скрепления, прокладки и т. д.), а также, что наиболее важно, для систем, имеющих внешнее воздействие, такое как приложение продольного усилия к рельсу.

Выполненный анализ показал, что для поставленной задачи определения зависимости частот собственных колебаний рельса от продольной силы, наиболее подходящим является метод конечных элементов. Этот метод обеспечивает возможность нахождения значений частот и форм собственных колебаний составных объектов под воздействием внешних факторов, при этом он хорошо изучен и широко используется в программных продуктах типа ANSYS.

#### 1.4 Постановка цели и задач исследования

На основе выполненного анализа работоспособности бесстыкового рельсового пути, была установлена необходимость в разработке методики по определению участков пути с несоответствующей нормированного значению действительной температуры закрепления рельса.

Для выбора наиболее подходящего метода диагностики напряженного состояния рельсов был произведён анализ известных способов, который показал, что способ определения напряженно-деформированного состояния различных упругих объектов, предложенный АО «ВНИКТИ» является наиболее приемлемым, так как позволяет определять напряженное состояние по расчетной зависимости с использованием измеренных на натурном объекте частот и форм собственных колебаний.

Так как этот способ основан на использовании расчётной зависимости изменения собственных частот колебаний объектов от их напряженно-деформированного состояния, то для выбора подходящего метода расчета был проведен анализ известных способов. Результаты анализа показали, что наиболее подходящим для этого является метод конечных элементов МКЭ. Это обусловлено тем, что МКЭ может применяться для систем, состоящих из различных по своим физико-механическим свойствам объектов, находящихся под действием внешних факторов, например, продольное усилие, приложенное к рельсу, и т. п.

Использование МКЭ в выбранном методе диагностики напряженного состояния рельсов позволит дать оценку работоспособности бесстыкового пути с точки зрения его устойчивости.

Для достижения указанной в ведении цели были решены следующие **задачи**:

1. Выбор метода расчета и проведения расчётного исследования собственных частот и форм колебаний рельса.
2. Разработка конструкции испытательного стенда для верификации расчетной модели участка пути.
3. Экспериментальное исследование собственных частот и форм колебаний рельса в стендовых условиях.
4. Экспериментальное исследование собственных частот и форм колебаний рельса в полигонных условиях.
5. Разработка методики прогнозирования работоспособности бесстыкового пути.
6. Проведение технико-экономического обоснования разработанной методики.

## ГЛАВА 2 РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСА

### 2.1 Выбор расчётного метода определения частот и форм колебаний

В соответствии с результатами анализа численных методов, приведенного в главе 1, в качестве расчетного метода определения собственных частот и форм колебаний, был выбран метод конечных элементов (МКЭ). Реализация этого метода была выполнена в программном комплексе ANSYS, который обеспечивает интеграцию систем геометрического и конечно-элементного моделирования, анализа и обработки результатов расчета, а также выполнение модального анализа.

*Модальный анализ* – это исследование динамических свойств линейных структур на базе структурного тестирования или численного моделирования методом конечных элементов. К таким динамическим свойствам относятся резонансные частоты (собственные частоты) и структурная форма (собственный тип колебаний). Динамические свойства зависят от распределения массы, жесткости и демпфирования на структуре и определяют поведение структурных колебаний при воздействии эксплуатационных нагрузок. Каждая деформация линейной структурной системы может быть выражена как линейная комбинация структурных форм, которые образуют ортонормированную векторную базу.

Результаты модального анализа используют для численного моделирования и тестирования, расчета чувствительности к вибрации, анализа основных причин и проблем, вызываемых вибрацией и обнаружения повреждений, а также для того, чтобы добавить гибкость в анализ системы многих тел и ускорить расчеты долговечности и виброакустических свойств. Модальные расчеты очень надежны и позволяют эффективно вычислять изменения структуры в ответ на различного рода воздействия.

Преимуществами модального анализа обусловлены тем, что при его выполнении методом конечных элементов можно получить следующие преимущества:

- понять, как вибрирует структура;
- добавить гибкость в модели анализа систем с конечным числом степеней свободы;
- ускорять выполнение структурных виброакустических расчетов, а также расчетов наработки до отказа.

Модальный анализ проводится с целью определения частот и форм собственных колебаний конструкций. Также модальный анализ может применяться на первом этапе для других видов динамического анализа, например, анализ переходных процессов, спектральный или гармонический анализ. Модальный анализ подходит для решения только линейных систем, при этом все виды нелинейности не учитываются. Так же предполагается, что внешние силы и демпфирование равны нулю.

Кроме того, модальный анализ может быть применён и для предварительно напряженной конструкции, как в нашем случае для рельса с приложенным к нему продольным усилием, при этом в систему вводят дополнительную жесткость, которая получается на основе тензора предварительных напряжений [26, 27, 28].

Наличие этой добавки объясняет, почему, например, *собственные частоты изгибных колебаний предварительно растянутой балки выше, чем в балке без предварительных напряжений*. Наоборот, *наличие предварительных напряжений сжатия приводит к уменьшению собственной частоты изгибных колебаний*. При некотором значении напряжений сжатия нижняя собственная частота изгибных колебаний может обратиться в нуль. Этот момент можно интерпретировать как потерю устойчивости сжатой балки.

## **2.2 Методика и результаты расчета собственных частот и форм колебаний рельса**

*Задача расчета – получение зависимости частоты собственных колебаний рельса от приложенной к нему продольной силы*. Для достижения поставленной задачи необходимо выполнить следующие этапы исследования:

- разработать конечно-элементную модель участка пути;
- определить контактные взаимодействия;
- определить граничные условия (силы, закрепления);
- провести модальный расчет по модели участка пути при различных значениях продольных сил, приложенных к рельсу, с использованием программного продукта ANSYS, который позволяет не только определить частоты и формы собственных колебаний, но и расстояния между узлами колебаний. Знание такого расстояния позволит проводить сравнение форм колебаний и выполнить проверку их адекватности.
- выполнить анализ результатов.

Рассмотрим эти этапы подробнее.

### **2.2.1. Конечно-элементная модель участка пути.**

Упругое деформируемое тело разбивается на конечные элементы, которые могут иметь различную форму и размеры. В результате чего может быть создана сетка из границ этих элементов, при этом пересечения этих границ образуют узлы. Также на внутри и границах элементов могут быть созданы дополнительные точки. Совокупность из всех узлов и конечных элементов составляют основу конечно-элементной модели деформируемого тела. Такая модель должна достаточно хорошо описывать геометрию исследуемого тела.

В зависимости от вида напряжённо-деформированного состояния (НДС) производят выбор формы, типа и размера конечного элемента (КЭ), а также нагрузки для исследуемого тела.

Для моделирования одноосного НДС (например, при растяжении-сжатии, кручении или изгибе), применяются стержневой КЭ. Для плоского НДС применяют плоский или двумерный КЭ (например, треугольный или четырёхугольный формы). Объёмный (трёхмерный) КЭ (например, тетраэдр, призма или шестигранник) предназначены для решения задач объёмного НДС. Так же может применяться КЭ в форме кольца для осесимметричного НДС. Для расчёта пластины на изгиб применяется плоский КЭ, а для оболочек – оболочечный КЭ. В местах исследуемого объекта с предполагаемым большим градиентом напряжений применяются более маленькие по размеру КЭ.

Конечные элементы могут иметь различные свойства, которые описываются с помощью постоянных и необходимых математических зависимостей. Так, например, для стержневого КЭ указывается площадь поперечного сечения, а в случае, если КЭ двумерный, то проводится корректировка соответствующих матриц.

Свойства материала КЭ должны соответствовать физическим условиям деформирования. Кроме упругих свойств материала (модуля упругости и коэффициента Пуассона), могут быть введены дополнительные, такие как плотность, коэффициент теплового расширения.

Нумеруются все элементы и узлы. Нумерация узлов бывает общей (глобальной) для всей конечно-элементной модели и местной (локальной) внутри элементов. С целью снижения трудоёмкости вычислений нумерацию элементов и узлов желательно проводить определенным образом, с использованием специальных алгоритмов. Так же определяют связи между номерами элементов и номерами узлов.

НДС тела определяется конечным числом независимых параметров в узлах конечноэлементной сетки. Эти параметры называются степенями свободы или обобщёнными координатами. При дальнейшем рассмотрении в качестве степеней свободы применяются перемещения узлов, (в том числе и угловые перемещения).

Степени свободы, перемещения, координаты узлов и элементов, а также силы и граничные условия могут определяться в различных системах координат. В алгоритме расчета метода конечных элементов используются общая (глобальная) система координат, которая связана со всей конечно-элементной модели, и местные (локальные) системы координат, связанные с конкретными конечными элементами. Переход от одной системы координат к другой производится с помощью матриц преобразования.

Число степеней свободы одного узла зависит от типа задачи. Узел  $i$ , имеющий в общей системе координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$  три степени свободы, которым соответствует вектор перемещений узла

$$\mathbf{U}_i = \{U_i\} = \begin{Bmatrix} u_{ix} \\ u_{iy} \\ u_{iz} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

Если узел  $i$  имеет  $n_i$  степеней свободы, а конечный элемент включает  $n_e$  узлов, то число степеней свободы одного элемента равно  $n_e \times n_i$ . Число степеней свободы всей модели, имеющей  $n$  однотипных узлов, равно  $N = n \times n_i$ .

Набору всех степеней свободы модели соответствует общий (глобальный) вектор узловых перемещений модели, в котором нумерация перемещений может быть общей (глобальной) или по номерам узлов с добавлением индекса узловой степени свободы:

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_q \\ \vdots \\ u_N \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ \vdots \\ U_i \\ \vdots \\ U_n \end{Bmatrix} \quad (10)$$

где  $U_i$  – подматрицы, которая состоит из всех  $n_i$  компонентов перемещения узла  $i$ , для трехмерной задачи и при использовании общей декартовой системы координат  $x, y, z$  она представляется вектором перемещений узла.

Стоит отметить, что конечные элементы могут взаимодействуют только через общие узлы. Заменяют внутренние силы, которые действуют на элемент  $e$ , на энергетически или статически эквивалентные силы, составляющие вектор узловых сил элемента  $\{F\}_e$ . Внешние силы, действующие на конечный элемент, приводятся к энергетически или статически эквивалентным узловым силам, и образуют векторы  $\{P\}_e^q$  и  $\{P\}_e^g$ . К этим узловым силам также приводятся силы инерции и начальные деформации, в том числе температурные.

Составляется матричное уравнение жёсткости элемента

$$[K]_e \{U\}_e = \{F\}_e + \{P\}_e^q + \{P\}_e^g \quad (11)$$

где  $[K]_e$  – матрица жесткости элемента, состоящая из коэффициентов жесткости;

$\{U\}_e$  – вектор узловых перемещений элемента.

Построение модели участка пути ничем не отличается от построения модели для других видов анализа. Подчеркнем, однако, некоторые особенности:

– как уже говорилось выше, в модальном анализе рассматриваются только линейные модели;

– все введенные нелинейности линеаризуются. Например, если в модель включены контактные элементы, их жесткость вычисляется на основании начального статуса и далее в процессе решения не меняется;

– свойства материала также должны быть линейными, изотропными или ортотропными, постоянными или зависящими от температуры. Необходимо определить как жёсткостные (модули упругости), так и массовые (плотность) свойства сред.

Нелинейные свойства (нелинейная упругость, пластичность, ползучесть) не учитываются.

Если в модели присутствует диссипация, должны быть определены диссипативные (демпфирующие) свойства материалов и элементов.

Для оценки эффективности выбранного метода расчета собственных частот и форм колебаний была создана компьютерная модель участка пути (рисунки 1 и 2).

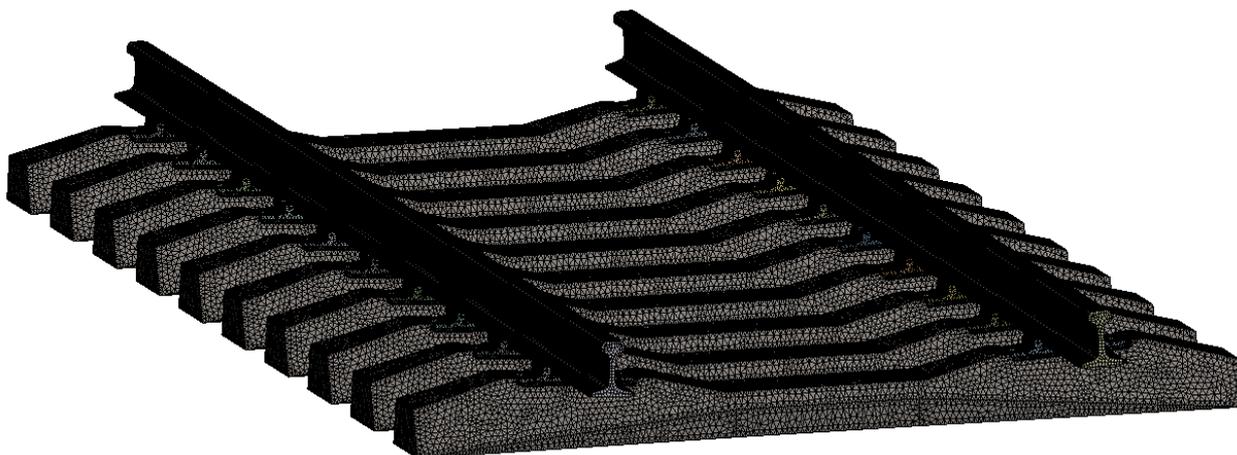


Рисунок 1 – Модель участка пути

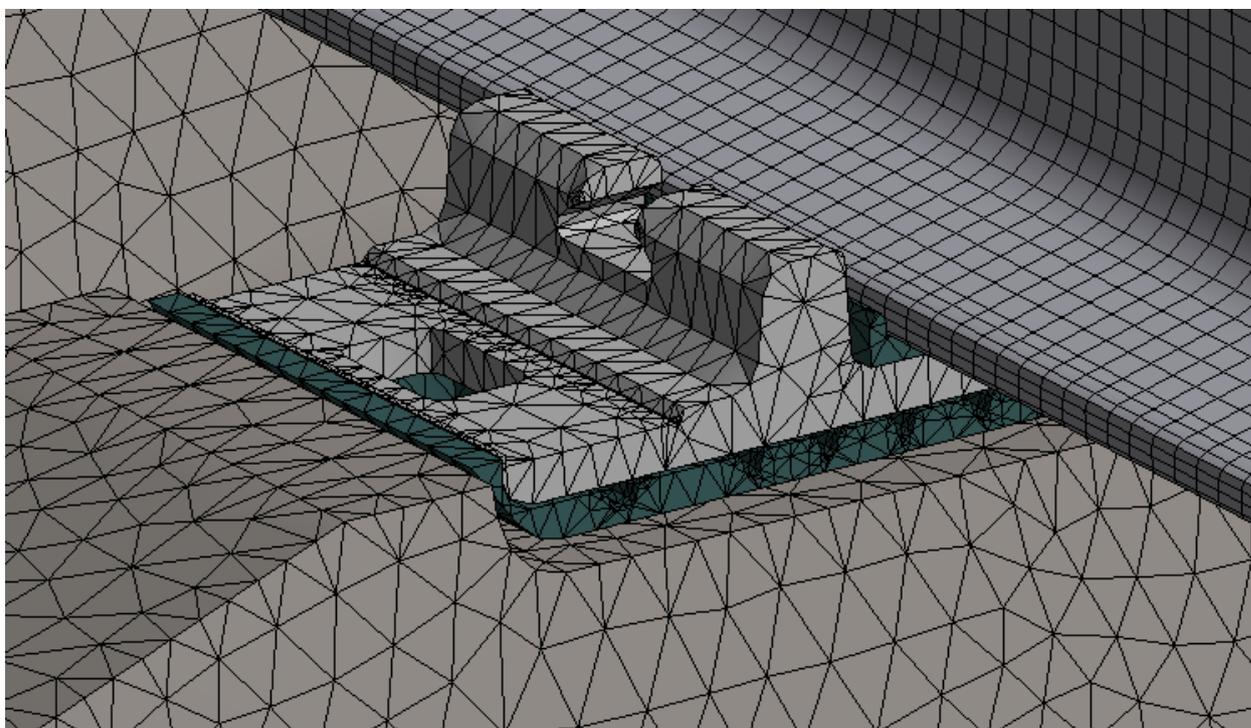


Рисунок 2 – Узел скрепления модели участка пути

Модель включает в себя 1 138 200 элементов и 506 086 узлов. Основными техническими данными модели участка пути являются следующие:

- шпала Ш1 ГОСТ 33320-2015 [19] – 10шт., эпюра шпал: 1840шт/км;
- подкладка КБ-65 ГОСТ 16277-2016 [22];

- прокладки ЦП-328 и ЦП-143-1 ГОСТ Р 56291-2014 [23];
- рельс Р-65 ГОСТ 51685-2013 [24].

Все элементы участка пути смоделированы как упругие тела, для которых по технической документации [20], [21], [22], [23], [24] были определены упругие характеристики их материала, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Упругие характеристики материалов элементов модели участка пути

Элемент	Материал	Модуль упругости, <i>ГПа</i>	Коэффициент Пуассона
Шпала Ш1	Тяжелый бетон класса В40 ГОСТ 26633	32	0,15
Подкладка КБ-65	Ст4кп ГОСТ 380	210	0,26
Прокладки ЦП-328 и ЦП-143-1	Резина	0,9	0,5
Рельс Р-65	Сталь К76Ф ГОСТ Р 51685	210	0,26

Контактное взаимодействие двух тел в ANSYS моделируется следующими несколькими видами контактов [28]:

- Bonded – связанный контакт, зазор между телами автоматически закрывается, проникновение игнорируется, т. е. тела накрепко сцеплены друг с другом (аналог - склеенные детали);

- No separation – линейный контакт без разделения, иными словами, как и в Bonded, не допускается любое разделение контактных поверхностей в направлении нормали, однако допускается небольшое относительное скольжение между ними с нулевым трением.

- Frictionless – нелинейный контакт без трения, зазор и проникновение регулируются;

- Frictional – нелинейный контакт с учетом трения;

- Rough – жесткий грубый контакт при возможном разделении тел в ходе контакта (контакт без скольжения; трение равно бесконечности.)

В нашем случае взаимодействие шпал, прокладок, подкладок между собой моделируется при помощи связанного контакта Bonded, который

ограничивает относительное перемещение между деталями. Взаимодействие между рельсом и прокладкой ЦП-143-1 моделируется с помощью контакта No separation. Закрепление модели производилось через подошву всех шпал.

Схема модели, созданной в среде ANSYS, представлена на рисунке 3.

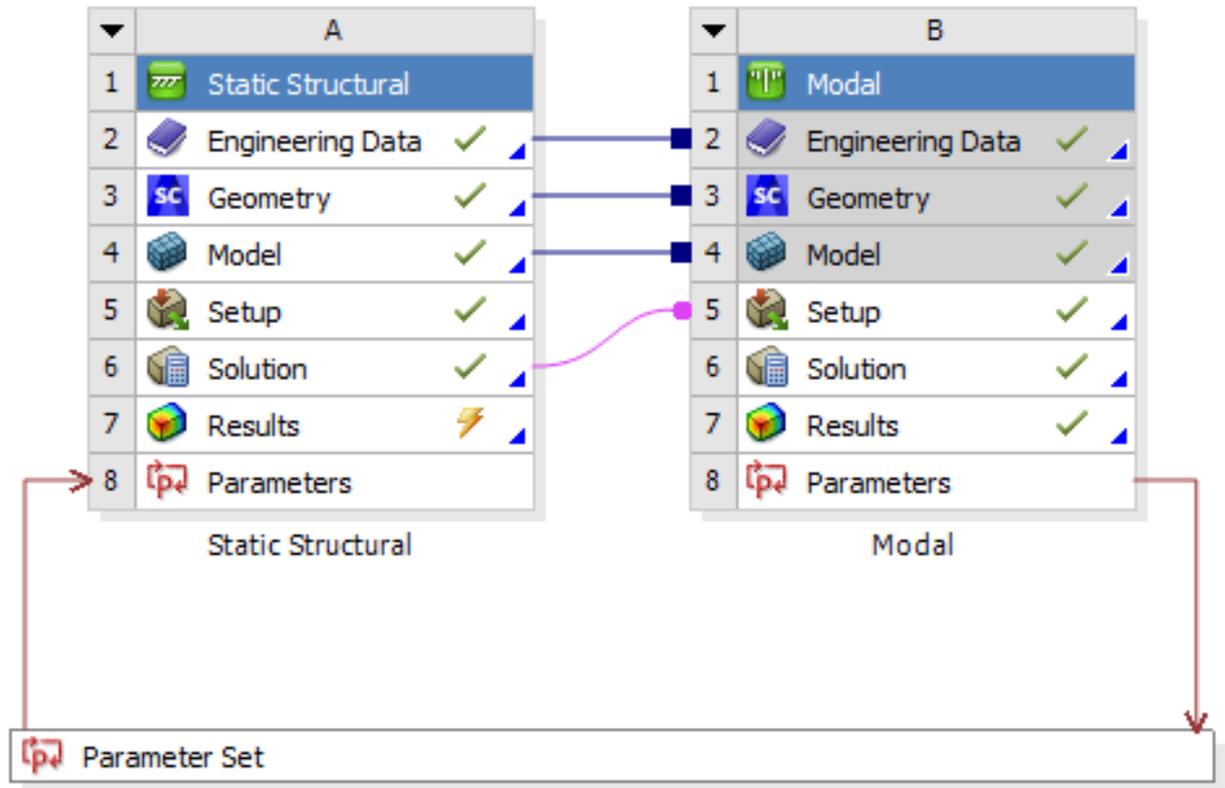


Рисунок 3 – Схема модели в среде ANSYS

В программной среде ANSYS предусмотрены следующие этапы моделирования:

1. Engineering Data. Данное приложение представляет собой базу механических и физических свойств материалов, а также входных параметров моделей;

2. Geometry. Этот элемент позволяет создавать геометрические 2D и 3D модели, также через модуль может быть произведен импорт моделей из прочих CAD-систем;

3. Mesh. Модуль предназначен для создания и управления конечно-элементной сеткой;

4. Setup. Позволяет задать граничные условия и условия нагружения для расчетной сетки;

5. Solution. Модуль решения;

6. Results. Обработка и анализ результатов.

Процесс моделирования (решения задачи) подразумевает последовательное выполнение этапов (2) – (7).

### 2.2.2. Результаты модального расчета модели участка пути.

Модальный расчет был выполнен с помощью метода определения собственных частот и форм колебаний пакета ANSYS, основанного на применении метода конечных элементов и дискретных уравнений движения, которые в матричном виде можно представить как:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (12)$$

где  $\{\ddot{u}\}$ ,  $\{\dot{u}\}$  и  $\{u\}$  – векторы узловых ускорений, скоростей и перемещений;

$[M]$ ,  $[C]$  и  $[K]$  – матрицы масс, демпфирования и жесткости;

$\{F\}$  – вектор эквивалентных узловых перемещений.

Уравнение свободных колебаний конструкции в матричной форме имеет следующий вид:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (13)$$

Однако для расчета предварительно напряженных конструкций матрицу жесткости  $[K]$  представляют в виде суммы обычной матрицы жесткости  $[K]$  и геометрической матрицы жесткости  $[K]_g$ , которая получается на основе тензора предварительных напряжений деформации. В пакете ANSYS результаты расчета статической задачи (Static Structural) (результаты расчёта напряженно-

деформированного состояния) передаются в исходные данные модального расчета (Modal).

Результаты произведенного модального анализа при нулевом значении продольного усилия представлены виде форм колебаний (рисунки 4 – 7). Как видно из этого рисунка, для полученных первых трех форм собственных колебаний рельса характерны наибольшие перемещения головки рельса в поперечном направлении, а также изгибные деформации шейки рельса. Четвертая форма собственных колебаний рельса характерна продольными деформациями рельса.

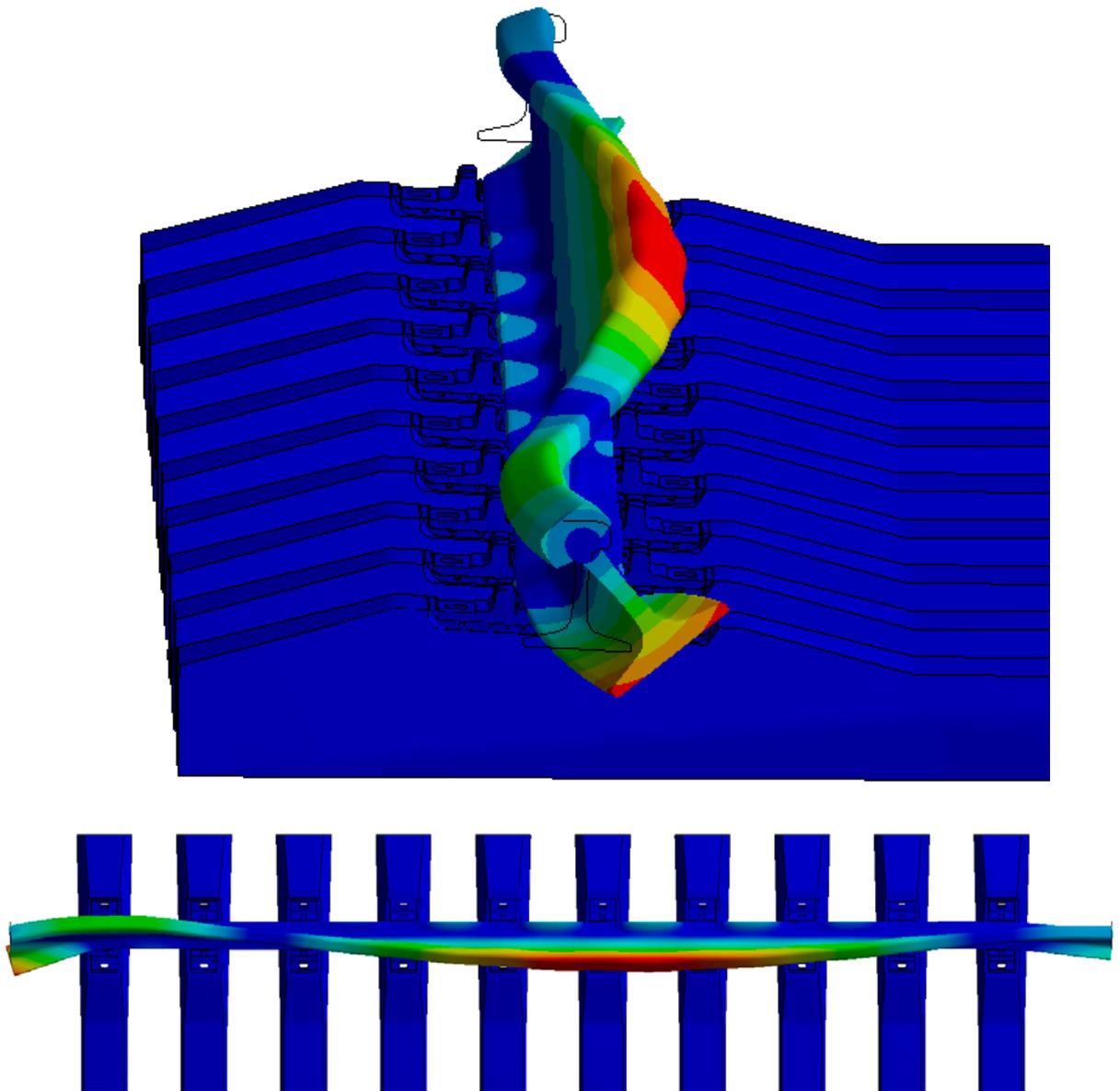


Рисунок 4 – Первая форма собственных колебаний рельса

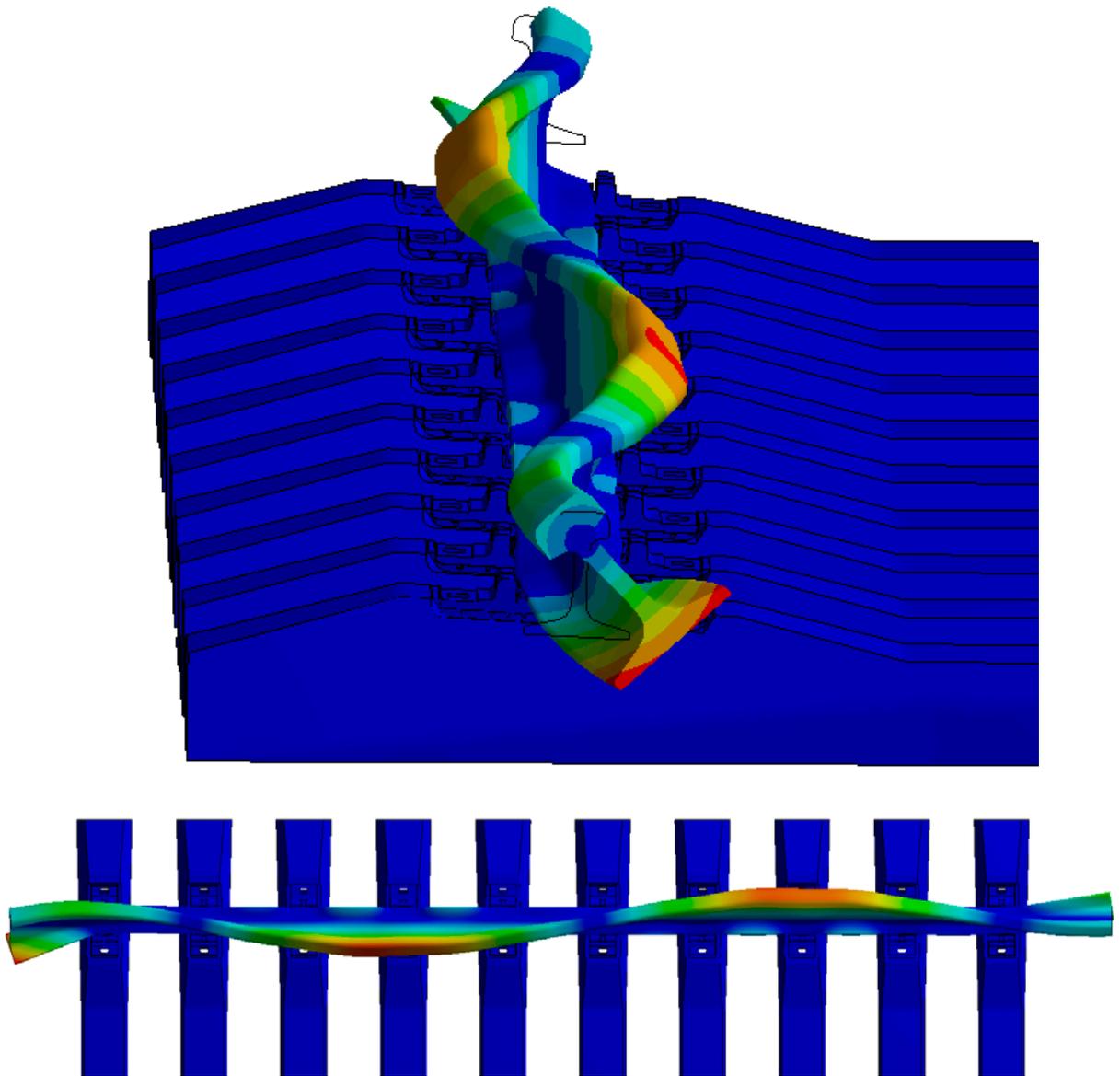


Рисунок 5 – Вторая форма собственных колебаний рельса

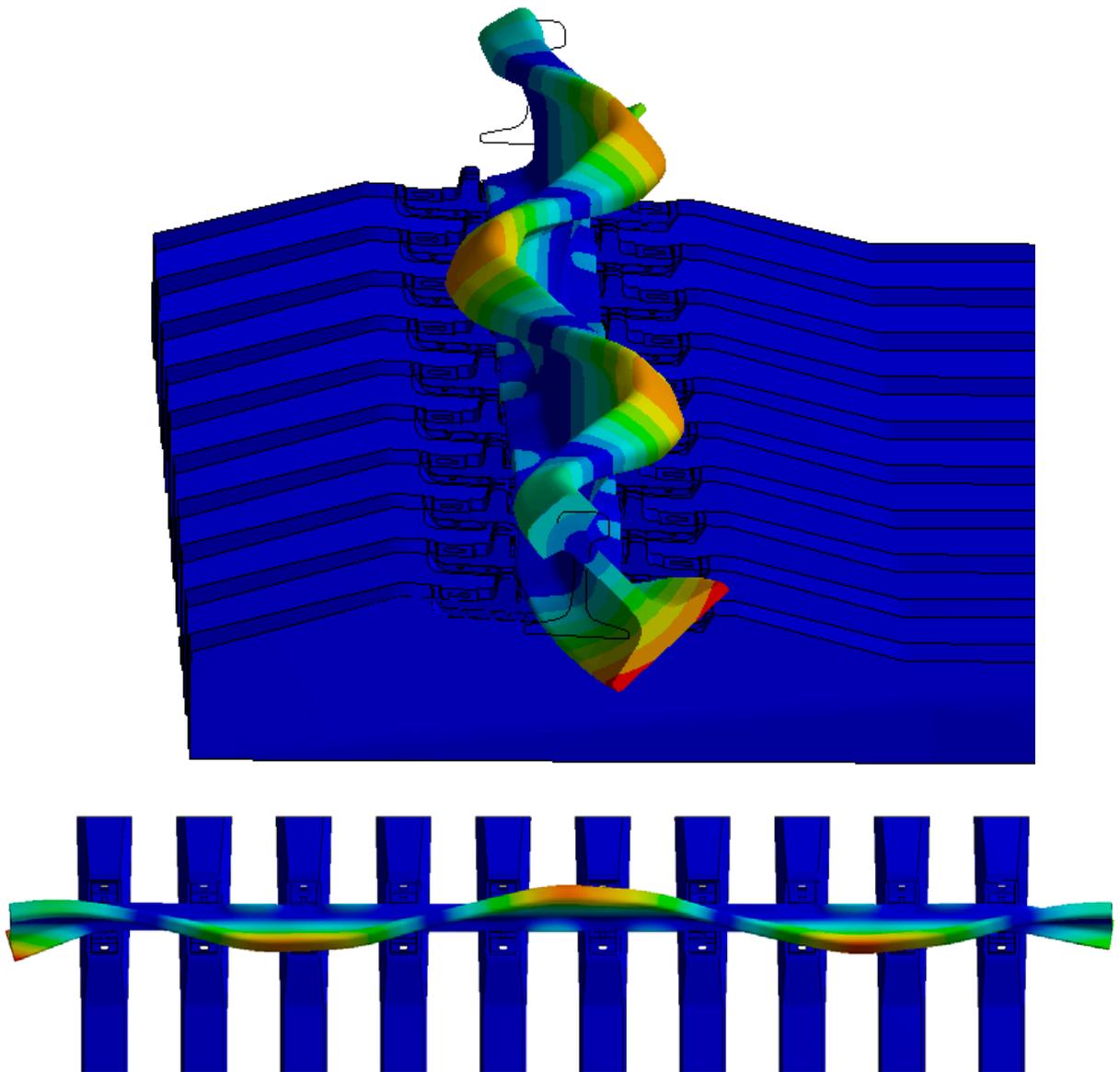


Рисунок 6 – Третья форма собственных колебаний рельса

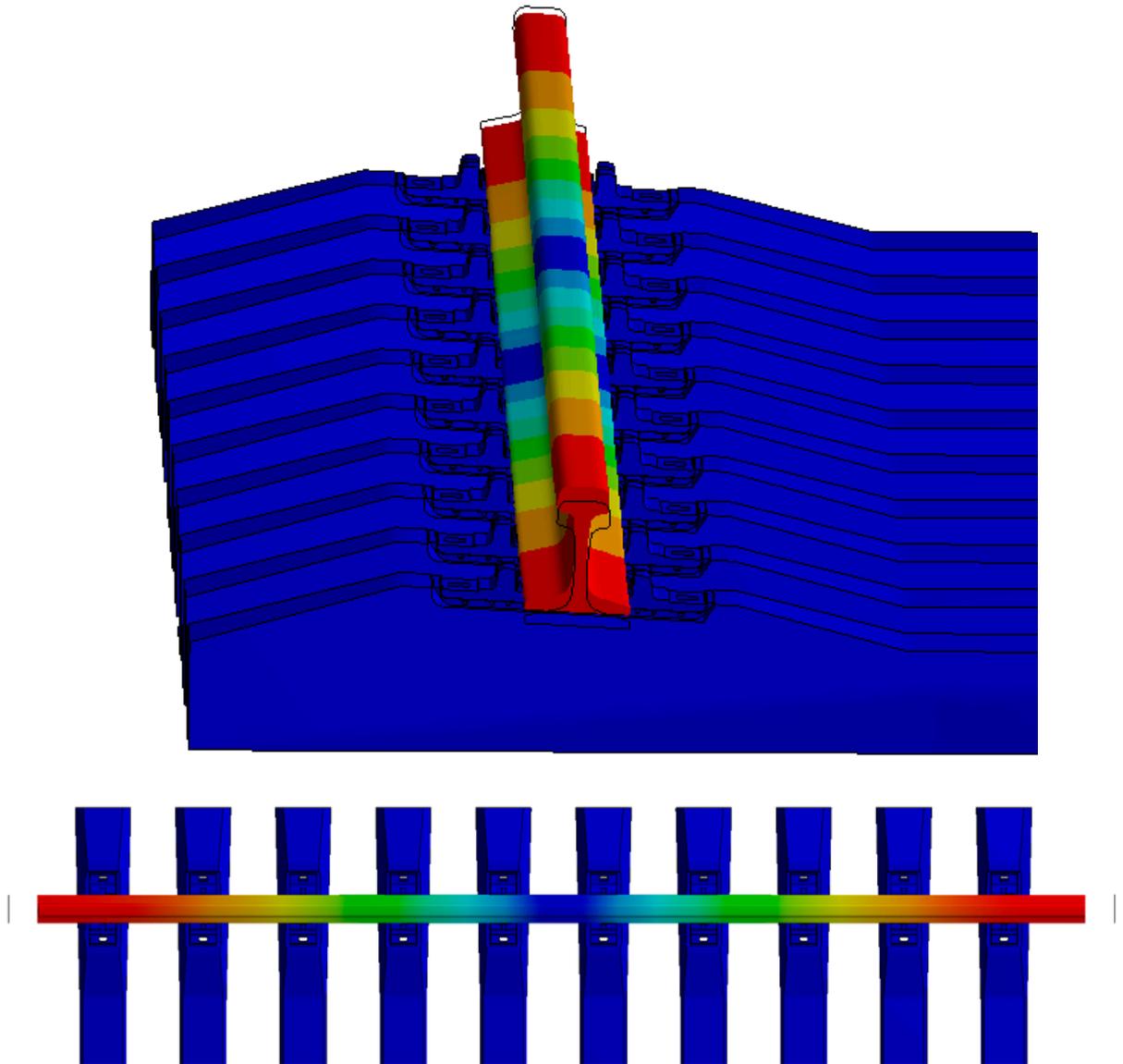


Рисунок 7 – Четвертая форма собственных колебаний рельса

Так же стоит отметить, что полученные первые три формы колебаний рельса можно однозначно различить и идентифицировать по расстоянию между узлами колебаний, т. е. по расстоянию между точками на рельсе, в которых не происходят поперечные колебания. Результаты определения таких расстояний и значения собственных частот колебаний представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Частоты собственных колебаний рельса (полученных расчетом)

№ формы колебаний	Частота колебаний, Гц	Расстояние между узлами колебаний, мм
1	152	4109
2	248	2211
3	315	1602
4	580	-

Далее была выполнена проверка адекватности выполненных расчётов на основе их сравнения с результатами экспериментов на натурном объекте.

### 2.3 Проверка адекватности выполненных расчётов

Для оценки достоверности полученных результатов и верификации созданной модели участка пути было выполнено сравнение результатов расчетов с результатами экспериментов на натурном объекте. В качестве такого объекта был принят стенд с рельсошпальной решеткой, собранной на девяти железобетонных шпалах из рельсов Р65 и креплений КБ65. Этот стенд был расположен в цехе прочности АО «ВНИКТИ».

Измерения собственных колебаний проводились с использованием вибропреобразователей, которые крепились магнитами на головку рельса в поперечном направлении над каждой шпалой (9 шт.). Возбуждение колебаний рельса производилось путем нанесения поперечного удара молотком по головке рельса в среднем сечении. Регистрация затухающих колебаний выполнялось одновременно всеми вибропреобразователями.

Для того, чтобы определить значения собственных частот колебаний по полученным данным, воспользуемся преобразованием Фурье [43] – это такая математическая операция, которая позволит разложить исходный сигнал на гармонические составляющие. Для реализации этого метода могут быть использованы компьютер с соответствующим алгоритмом обработки данных, специальное средство измерения (Фурье-анализатор) или микропроцессор. На сегодняшний день современные средства анализа выполняют преобразование Фурье посредством реализации более эффективного математического алгоритма быстрого преобразования Фурье (БПФ).

С помощью БПФ исходный сигнал преобразуется в отдельные гармонические составляющие, зависящие от частоты. Существует несколько особенностей при использовании анализаторов БПФ, к ним относят: соотношение между числом спектральных линий (разрешением по частоте), диапазоном анализируемых частот и длиной исходной временной реализации.

Для дискретно заданной функции, в нашем случае это зависимости ускорений головки рельса в функции времени, используется дискретное преобразование Фурье.

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-\frac{2\pi i}{N}kn}, (k = 0, \dots, N - 1) \quad (10)$$

где  $N$  – количество значений сигнала, измеренных за период, а также количество компонент разложения;

$x_n$  – измеренные значения сигнала в дискретных временных точках, которые являются входными данными для преобразования;

$X_k$  – комплексные амплитуды синусоидальных сигналов, слагающих исходный сигнал; являются выходными данными преобразования; поскольку амплитуды комплексные, то по ним можно вычислить одновременно и амплитуду, и фазу;

$k$  – индекс частоты, частота  $k$ -го сигнала равна  $\frac{k}{T}$ , где  $T$  — период времени, в течение которого брались входные данные.

С помощью БПФ был получен график спектра виброускорений головки рельса в поперечном направлении (рисунок 8), полученный на натурном объекте. В этом спектре наиболее выраженные максимумы виброускорений приходятся на частоты 144, 277, 315 и 575 Гц, которые практически соответствуют полученным значениям в результате расчета на модели участка пути (таблица 2).

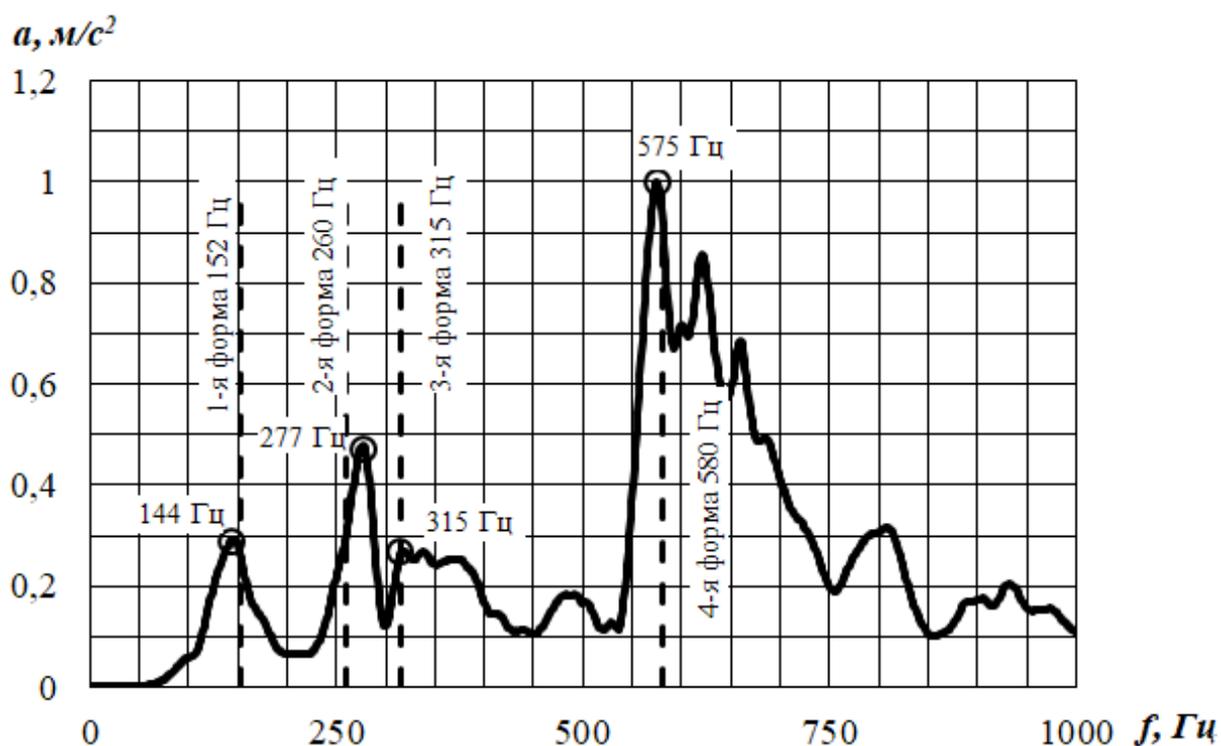


Рисунок 8 – График экспериментального спектра виброускорений собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении

Далее было выполнено сравнение частот собственных колебаний, полученных в результате расчетов и экспериментальным путем, так как по максимумам на спектре собственных колебаний (рисунок 8) невозможно однозначно сделать вывод о порядке или о форме собственных колебаний рельса. При этом за критерий сходства форм было принято расстояние между узлами колебаний (точками на рельсе, в которых не происходит поперечного перемещения головки рельса в процессе собственных колебаний).

Для этого полученные данные фильтровались для узкой полосы частот от  $f_{\phi} - 1Гц$  до  $f_{\phi} + 1Гц$ , где  $f_{\phi}$  – частота выбранной формы собственных колебаний рельса. Далее проводилась оценка фазы колебаний в каждом месте измерения и определение расстояний между узлами колебаний и сравнение их с расчетными значениями (таблица 2). Результаты этого (рисунок 9 и таблица 3) показывают следующее.

Таблица 3 – Сравнительная оценка полученных частот собственных колебаний головки рельса

№ формы колебаний	Частота, Гц		Расстояние между узлами колебаний, мм		Относительная разность, %	
	Рельсошпальная решетка	Модель участка пути	Рельсошпальная решетка	Модель участка пути	Частота	Расстояние между узлами колебаний
1	144	152	3522	4109	5,6	16,7
2	277	248	1805	2211	10,5	22,5
3	315*	315	576*	1602	0,0*	-
4	575	580	307	-	0,9	-

\* значение определено неоднозначно, так как спектр собственных частот в этом интервале не имеет четко выраженного пика плотности мощности ускорения колебаний головки рельса

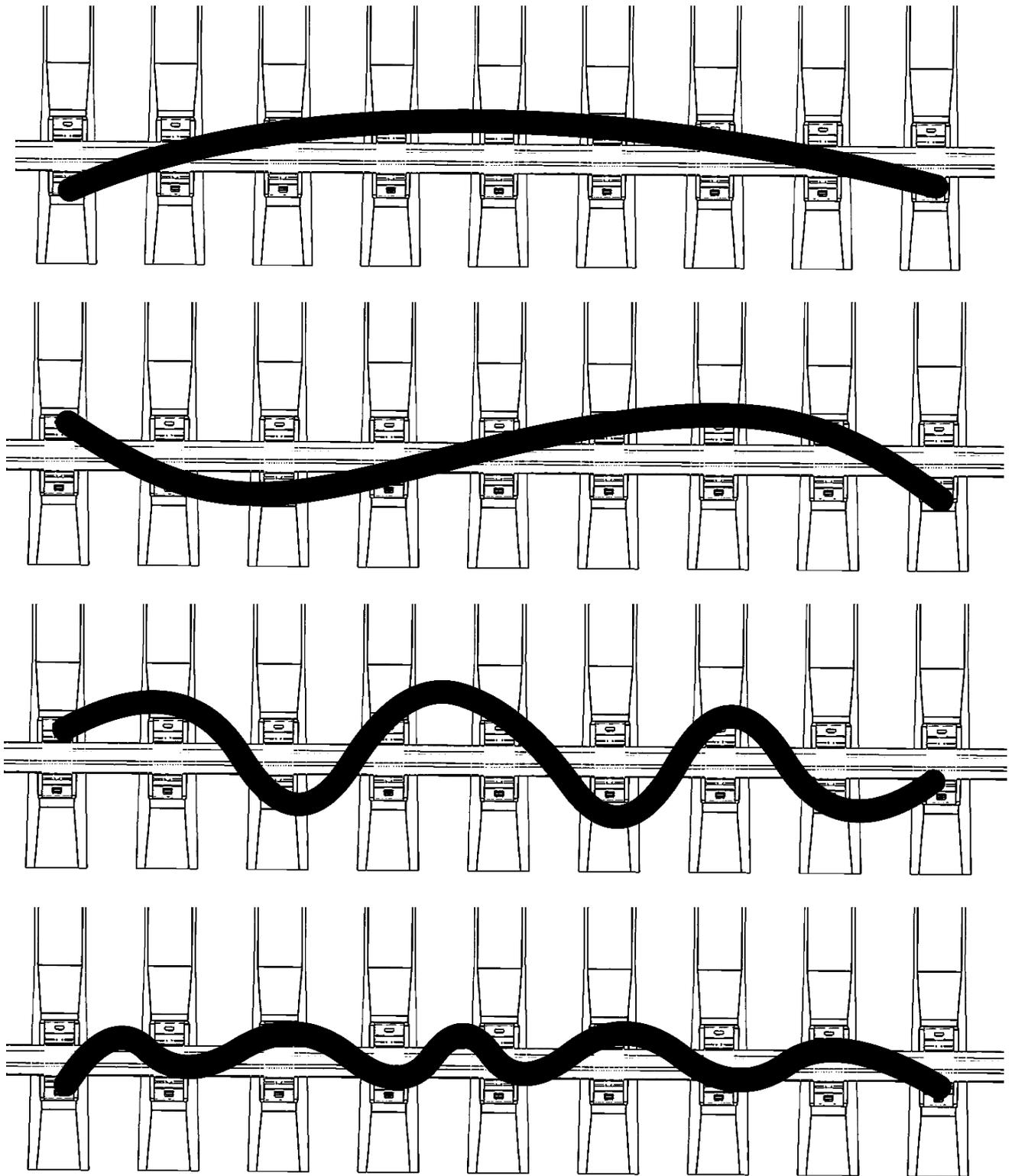


Рисунок 9 – Экспериментальные формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении, полученные на рельсошпальной решетке (сверху вниз – первая, вторая, третья и четвертая формы)

Первая и вторая формы колебаний подобны, так как имеют одинаковое количество узлов колебаний (два и три соответственно) на длине выбранного участка пути, при этом первая форма колебаний имеет лучшую сходимость расчетных и экспериментальных данных для значений частоты колебаний и расстояний между узлами колебаний.

Третью форму колебаний затруднительно однозначно определить на спектре собственных колебаний (рисунок 8), так как в необходимом диапазоне частот нет четко выраженного максимума. Поэтому для принятой частоты  $315\text{Гц}$  форма колебаний имеет разное количество узлов (четыре по расчетным данным и пять по экспериментальным), а также значительную разность по расстояниям между узлами колебаний.

Четвертая форма колебаний, полученная экспериментально, имеет большое количество узлов колебаний (более десяти) и маленькое расстояние между узлами колебаний  $307\text{мм}$ , которое меньше расстояния между датчиками. При этом получается, что на расстоянии двух узлов колебаний (предположим, что это период колебаний) должно быть от одного до двух датчиков, что в свою очередь согласно теореме Котельникова делает невозможным достоверно идентифицировать фазы колебаний головки рельса в местах между датчиками.

Анализ полученных результатов показал, что первая форма колебаний наиболее легко идентифицируется на спектре собственных колебаний рельса (рисунок 8), так как частота ее колебаний является низшей и представляет собой четко выраженный пик на спектре собственных колебаний.

Также она имеет хорошую сходимость при определении ее частоты расчетным и экспериментальным способами, относительная разность между которыми меньше  $6\%$ .

Таким образом, *первая форма колебаний была выбрана в качестве исследуемой для определения зависимости изменения ее частоты от величины продольной силы, приложенной к рельсу.*

## 2.4 Определение зависимости собственной частоты колебаний рельса от величины приложенной к нему продольной силы

Расчеты выполнялись путем проведения модального анализа на предложенной в настоящей работе модели участка пути для первой формы собственных колебаний рельса при различных величинах продольных сил, приложенных к рельсу.

Для моделирования сил, возникающих в рельсах при их тепловом удлинении в условиях бесстыкового пути, в созданную ранее модель участка пути были добавлены соответствующие силы, распределённые по площади сечения рельса. Приложение этих сил осуществлялось симметрично с двух концов рельса.

Величины продольных сил изменяли ступенчато, начиная с  $-200\text{кН}$  (сжатие) заканчивая  $200\text{кН}$  (растяжение) с шагом  $20\text{кН}$ . В блоке «Static Structural» схемы модели (рисунок 3), который отвечает за выполнение статического расчета напряженно-деформированного состояния конечно-элементной модели участка пути. В нём имеется подблок «Setup», в котором для значений заданных сил, приложенных к рельсу, присвоены имена переменных. Доступ к ним осуществляется с помощью блока «Parameter Set», в котором хранятся все переменные модели. Так же для значения частоты первой формы колебаний рельса, получаемого в блоке «Results» присвоено имя переменной. Таким образом, в блоке «Parameter Set» хранятся переменные значения силы, приложенной к рельсу и частоты первой формы колебаний.

Для осуществления расчета на каждой ступени выбранной нагрузки и получения результатов, в блоке «Parameter Set» задают входную матрицу значений для переменной силы и выходную для переменной значений частоты колебаний. Матрицы состоят из 21 элемента.

Таким образом, алгоритм расчета сводится к тому, что используется первое значения из матрицы сил и подставляется в блоке «Setup» к значению силы, приложенной к рельсу. Далее выполняется расчёт напряженно-деформированного состояния модели участка пути в блоке «Solution», результаты этого расчёта передаются на вход блока «Modal» для проведения модального анализа. При этом свойства материалов (блок «Engineering Data»), геометрия (блок «Geometry»), и конечно-элементная сетка (блок «Model») остаются связанными с данными из блока «Static Structural». Результат модального анализа, а именно частота первой формы колебаний из блока «Result» выводится в виде первого элемента матрицы результата в блоке «Parameter Set». Далее аналогично выполняются действия с остальными значениями матрицы сил.

Полученные результаты представлены в виде графика (рисунок 10) зависимости частоты первой формы колебаний рельса от продольных сил.

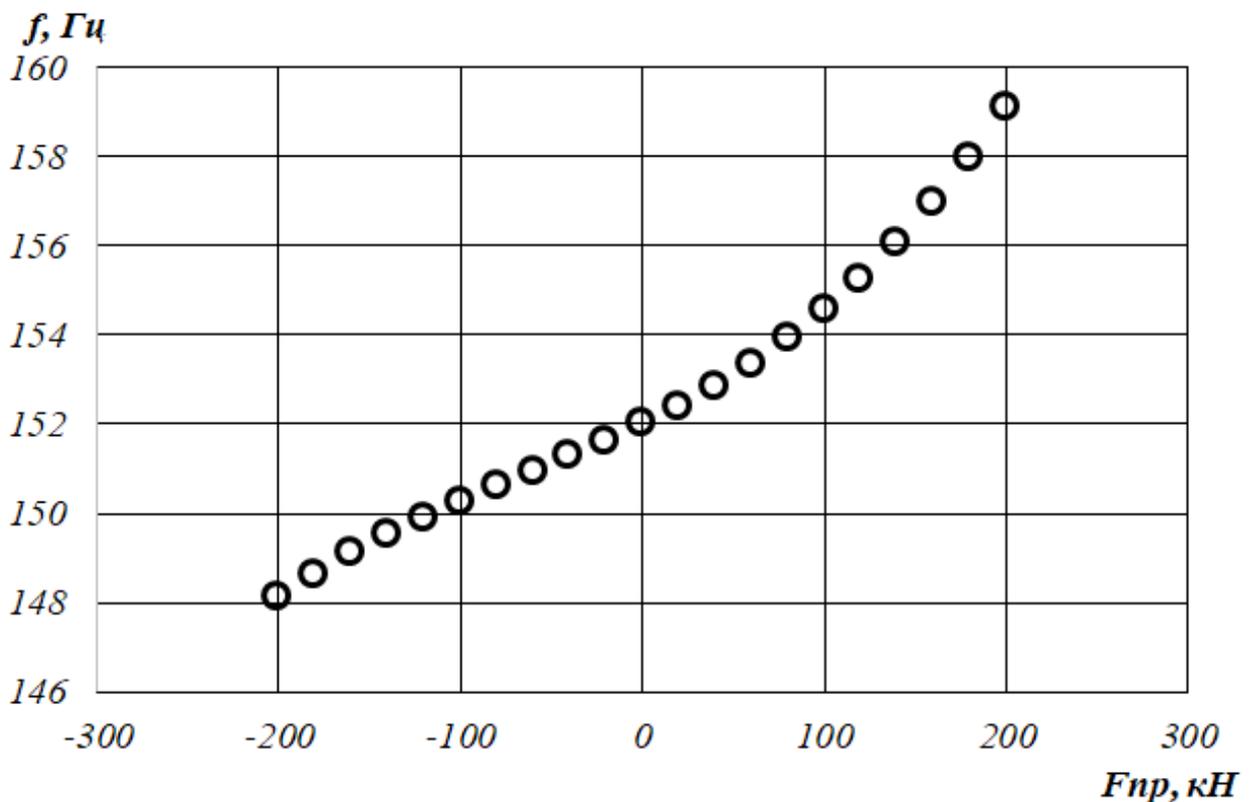


Рисунок 10 – Зависимость частоты первой формы колебаний рельса от продольных сил

Анализ полученной зависимости показал, что при изменении величины продольных сил от  $200кН$  сжатия до  $200кН$  растяжения, частота первой формы собственных колебаний рельса изменяется на  $1Гц$ .

Согласно выбранному ранее способу диагностики напряженного состояния рельсов (глава 1), используя полученную зависимость и частоту первой формы собственных колебаний рельса, измеренную на исследуемом участке бесстыкового пути, можно определить продольную силу, действующую на рельс.

Далее необходимо выполнить оценку адекватности полученной зависимости на натурном объекте (глава 3).

## 2.5 Выводы по главе 2

1. Установлено, что в качестве расчетного метода определения собственных частот наиболее подходящим является метод конечных элементов с последующим проведением модального анализа конструкции объекта исследований.

2. Результаты выполненных расчётов собственных частот и форм колебаний рельса имеют удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными, что подтверждает адекватность разработанной модели участка пути.

3. Полученная зависимость частоты первой формы собственных колебаний рельса от величины продольной силы показала достаточную для оценки продольного усилия чувствительность.

## ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВ НА ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ

### 3.1 Разработка конструкции испытательного стенда

Для верификации полученной зависимости и апробирования предлагаемого метода оценки величины продольной силы в рельсе при его температурном расширении диссертантом, был разработан специальный испытательный стенд (рисунки 11, 12, 13, 14).

Стенд состоит из рельсошпальной решетки длиной 5 м (3) на бетонных шпалах с рельсами типа Р65 и болтовыми креплениями, упоров (4) через которые производится продольное нагружение рельса гидравлическими домкратами и кронштейнов (1) для закрепления рельсошпальной решетки от перемещения.

Упоры разработаны таким образом, чтобы обеспечить возможность создания сил растяжения и сжатия в рельсах путем их переворота вокруг вертикальной оси, для чего дополнительно используется тяга (10). На рисунке 14 показаны варианты исполнения конструкции стенда для испытания рельсошпальной решетки на сжатие и растяжение.

Упоры и кронштейны закреплены с помощью закладных болтов (9) к поверхности пола (8). Продольная сила растяжения-сжатия создается посредством бутылочных гидравлических домкратов (5), для контроля величины сил в конструкции упоров предусмотрена возможность установки тензорезистивного датчика силы (6) с шариком (7).

В качестве материала для изготовления элементов стенда выбрана сталь марки Ст3 ГОСТ 380-2005.

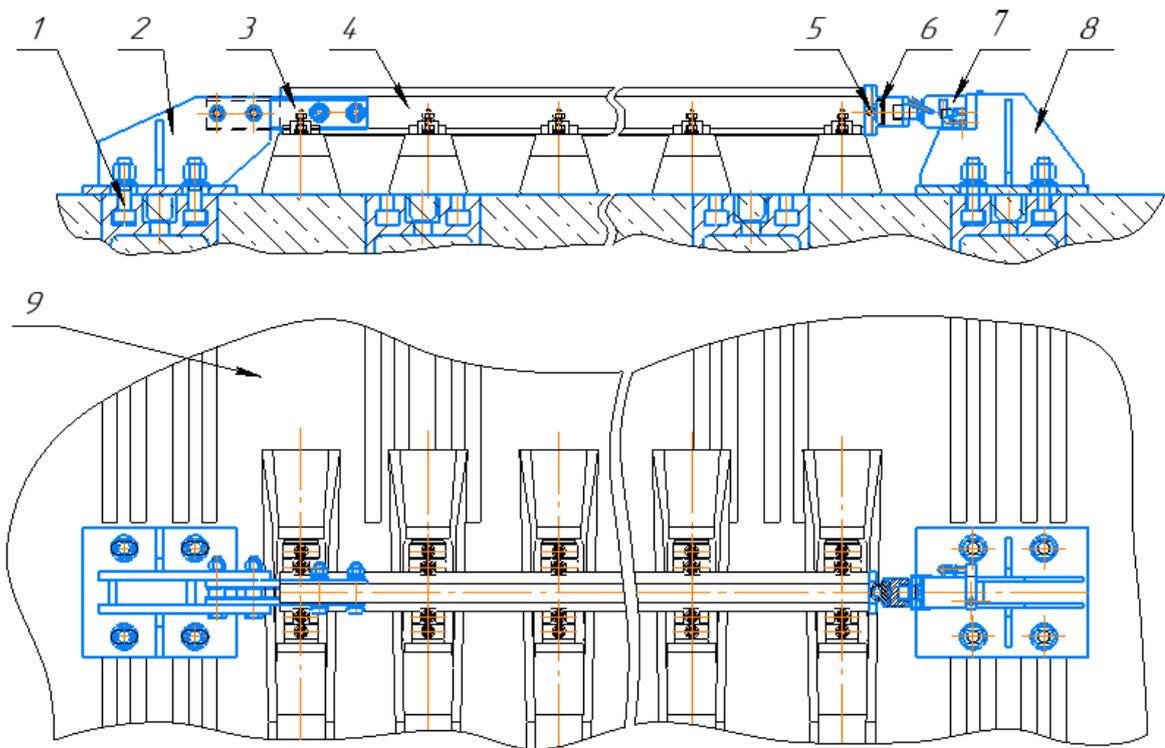


Рисунок 11 – Схема стенда для испытаний рельсошпальной решетки на сжатие  
 1 – болты крепления стенда , 2 – кронштейн, 3 – соединительная планка, 4 –  
 рельсошпальная решетка, 5 – шарик, 6 – датчик силы, 7 – домкрат, 8 – упор, 9 –  
 поверхность пола

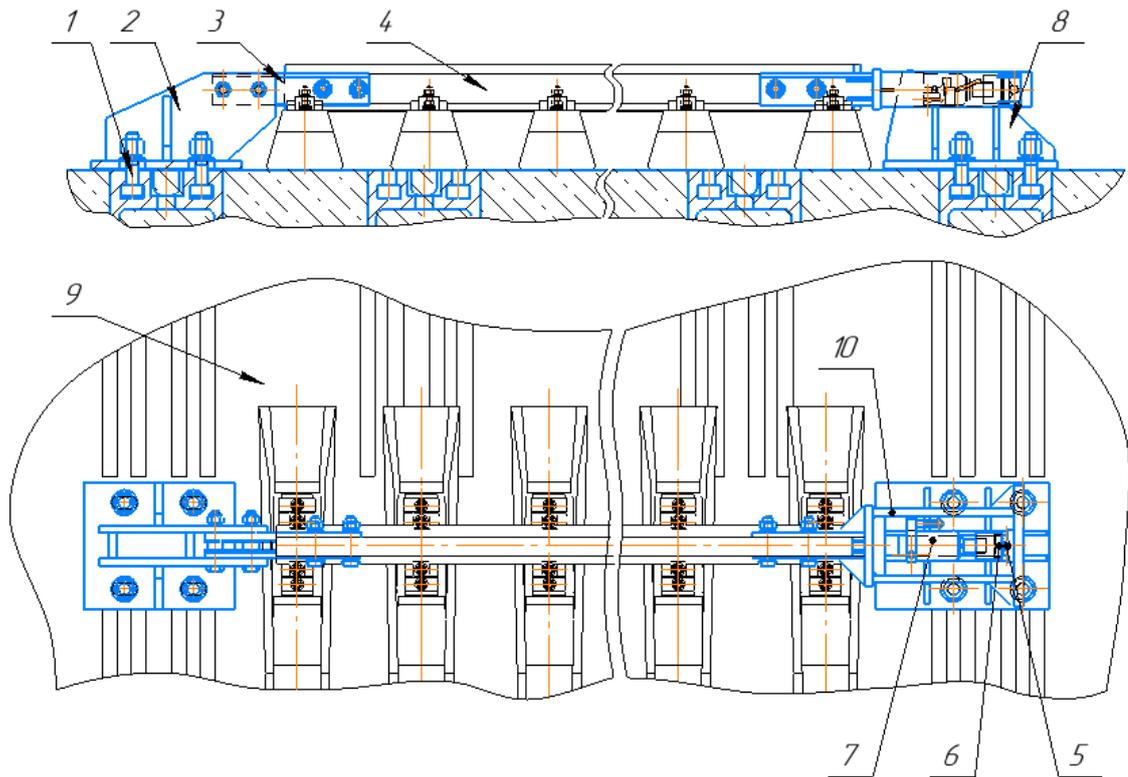


Рисунок 12 – Схема стенда для испытаний рельсошпальной решетки на растяжение

1 – болты крепления стенда, 2 – кронштейн, 3 – соединительная планка, 4 – рельсошпальная решетка, 5 – шарик, 6 – датчик силы, 7 – домкрат, 8 – упор, 9 – поверхность пола, 10 – тяга



Рисунок 13 – Стенд для испытаний рельсошпальных решеток (вид сверху)

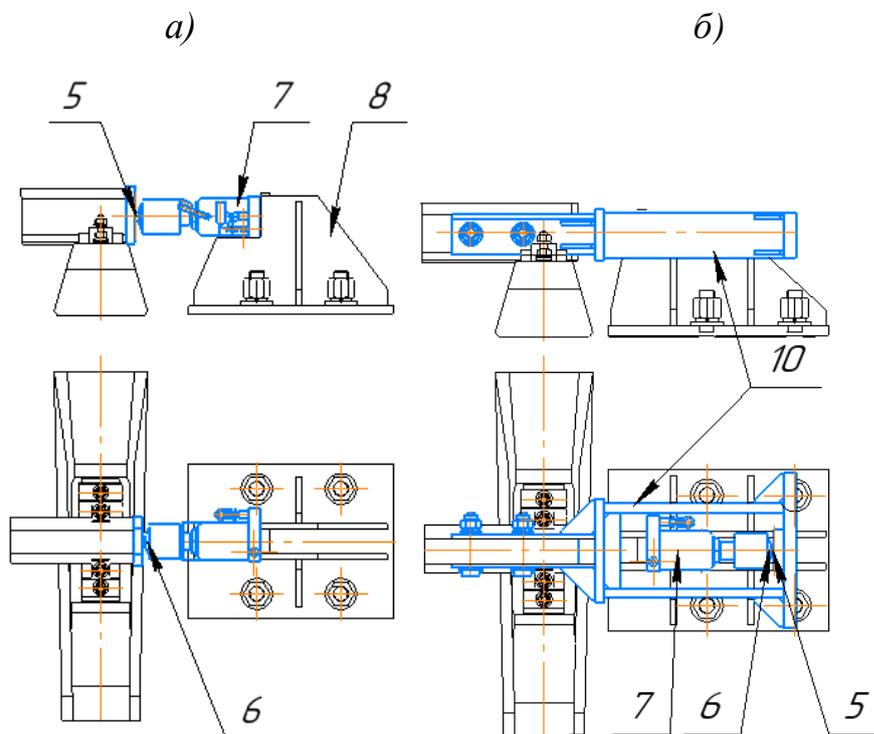


Рисунок 14 – Узлы нагружения стенда для испытаний рельсошпальных решеток на сжатие (а) и растяжение (б)

Для оценки прочности, разработанной конструкций кронштейна *1*, упора *4* и тяги *10* стенда, были созданы их конечно-элементные математические модели этих деталей (рисунки 15 – 17) и выполнен их расчет методом конечных элементов.

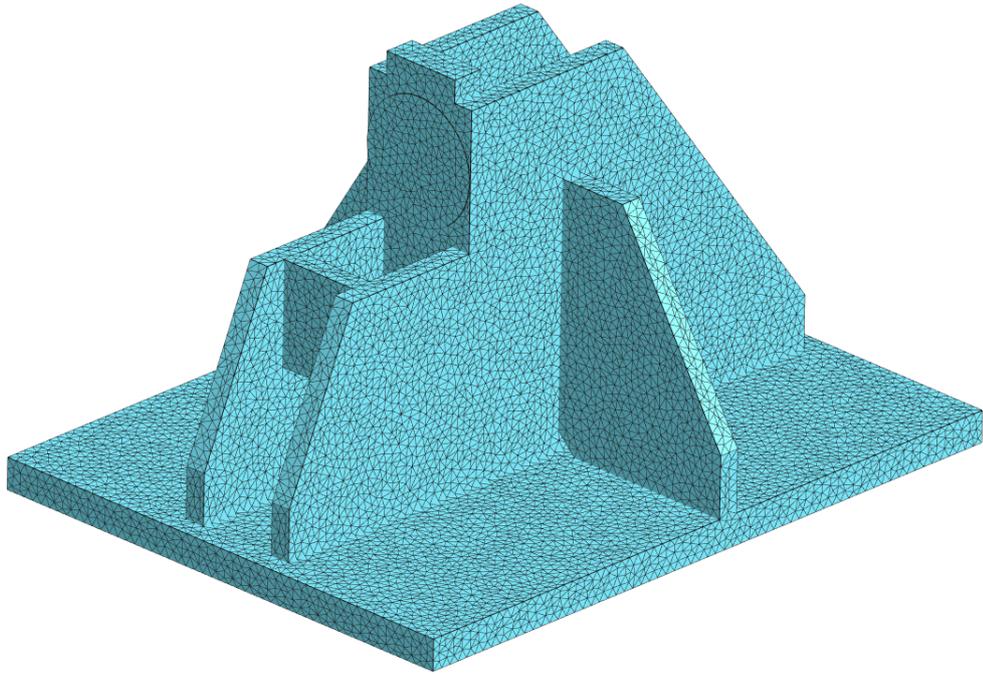


Рисунок 15 – Модель упора

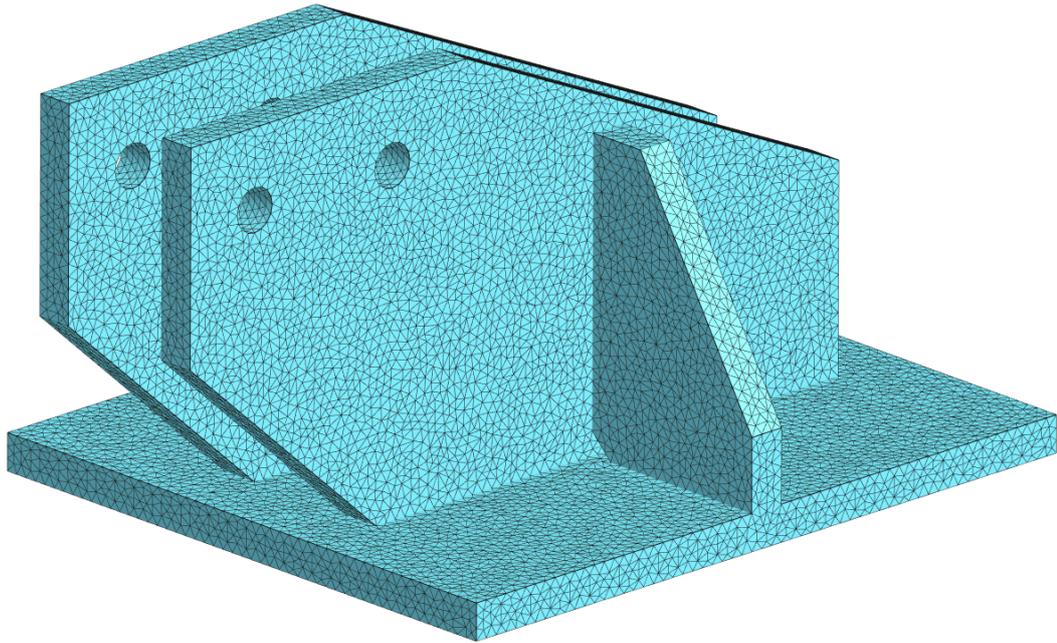


Рисунок 16 – Модель кронштейна

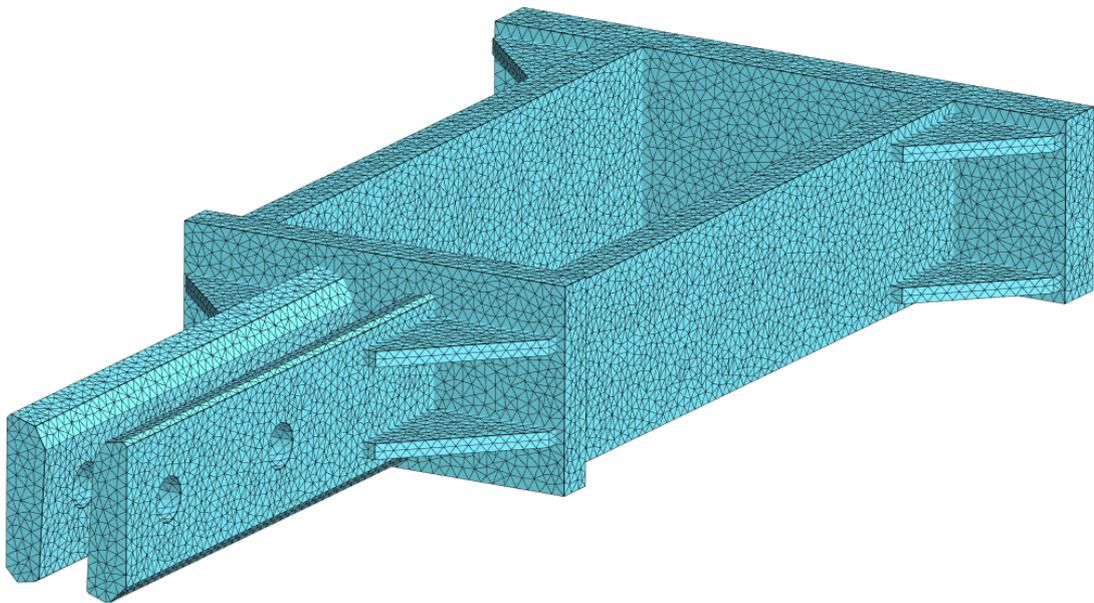


Рисунок 17 – Модель тяги

Закрепление моделей упора и кронштейна производилось по поверхности соприкосновения с полом. Нагрузка прилагалась для упора к поверхности опирания домкрата, для кронштейна по поверхности отверстий крепления к накладке рельса в продольном относительно рельса направлении. Значение

нагрузки составило  $200кН$ , что соответствует максимальной силе, которую может создать выбранный домкрат.

Механические характеристики металла объектов расчета представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Механические характеристики металла объектов расчета

Характеристика	Значение
Временное сопротивление разрыву (предел прочности при растяжении), $МПа$	380-490
Предел текучести $\sigma_T$ , $МПа$	245
Модуль упругости, $ГПа$	210
Коэффициент Пуассона	0,26

Результаты расчета в виде картин распределения напряжений ( $\sigma$ ) в исследуемых деталях (рисунки 18 – 20) показывают расположение и значение наибольших напряжений (красные пятна) в конструкции детали.

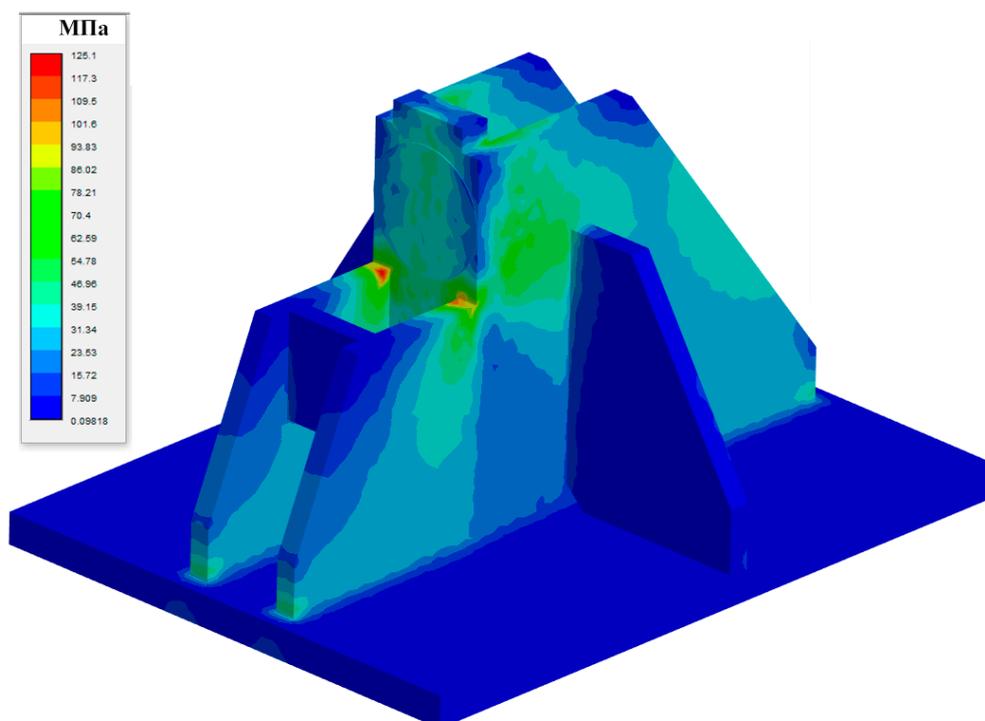


Рисунок 18 – Распределение эквивалентных напряжений в модели упора

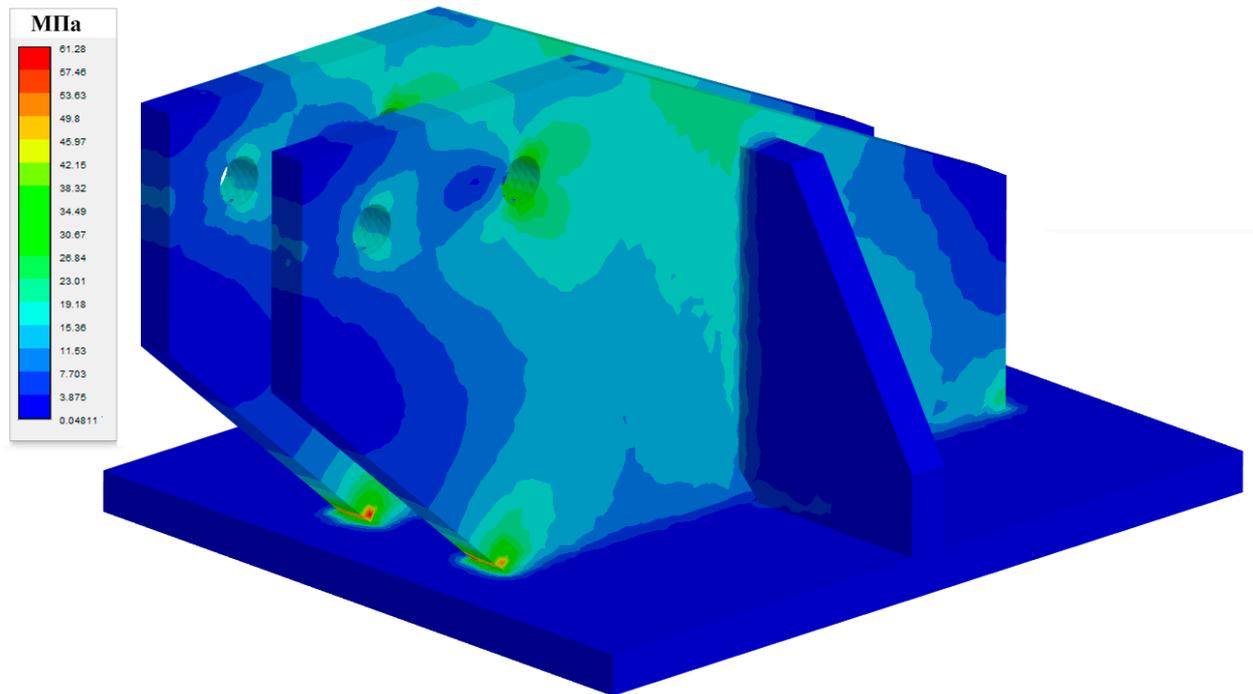


Рисунок 19 – Распределение эквивалентных напряжений в модели кронштейна

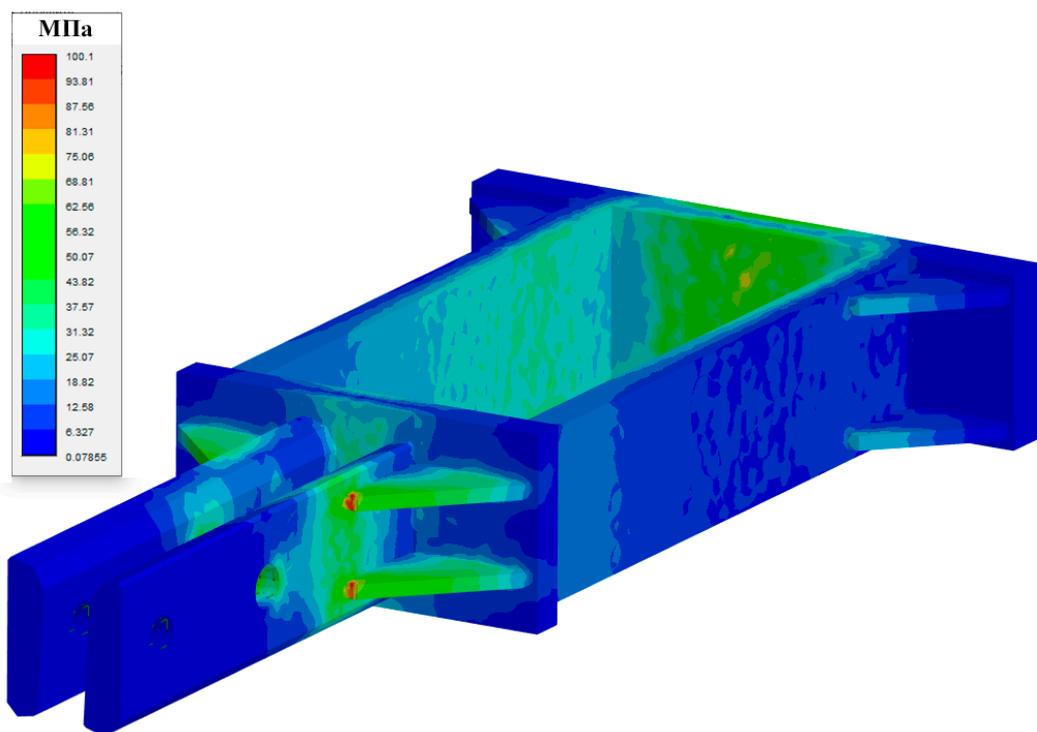


Рисунок 20 – Распределение эквивалентных напряжений в модели тяги

Оценку прочности конструкции произведем путем сравнения коэффициента запаса прочности ( $n$ ) по отношению к пределу текучести ( $\sigma_T$ ) с его нормативным значением ( $[n]$ ).

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma} \leq [n] \quad (14)$$

Коэффициент запаса прочности ( $n$ ) – отношение предельно допустимой теоретической нагрузки (в нашем случае это предел текучести материала  $\sigma_T$ ) к той нагрузке, которая образуется в результате работы конструкции с учетом случайных перегрузок, непредвиденных дефектов и недостоверности исходных данных ( $\sigma$ ).

Нормативный коэффициент запаса прочности ( $[n]$ ) не может быть единым на все случаи жизни. В каждой отрасли машиностроения сложились свои подходы и методы проектирования. В изделиях общего машиностроения этот коэффициент принимают равным 1,3 – 2,2 (для оценки по пределу текучести материала детали) и 3 – 5 (по пределу прочности).

Вероятность выхода из строя приближенно можно оценить с помощью коэффициента запаса для различных условий прочности, приведенных в таблице 5 [29].

Таблица 5 – Вероятность невыхода из строя деталей машин для соответствующих коэффициентов запаса прочности

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести материала	Вероятность невыхода из строя, %
1	50
1,2	90
1,5	99
2	99,9

Коэффициенты запаса прочности по пределу текучести исследуемых элементов получены как отношения максимальных значений эквивалентного напряжения в конструкциях к пределу текучести материала и представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Расчетные коэффициенты запаса по пределу текучести исследуемых элементов

Элемент станда	Коэффициента запаса по пределу текучести
Упор	1,96
Кронштейн	4,00
Тяга	2,45

В результате анализа полученных расчетных коэффициентов запаса прочности установлено, что минимальное значение составило 1,96 - для упора. Учитывая соответствующую вероятность 99,9% невыхода из строя детали (таблица 5) можно сделать вывод о том, что конструкция элементов станда обладает достаточной прочностью.

### 3.2 Методика проведения испытаний на станде

Предлагаемая методика предназначена для проведения работ на станде испытаний рельсошпальных решеток с целью экспериментального определения напряженного состояния и определения собственных частот и форм колебаний с помощью различных средств измерения (вибропреобразователи, тензодатчики и микрофоны шумомеров).

Объектом испытаний является стенд для испытаний рельсошпальных решеток (рисунки 11 – 13), на котором установлены приборы для определения собственных частот и форм колебаний рельса путем выполнения следующих измерений:

- виброускорений головки рельса – вибропреобразователями;
- вертикальных изгибов и продольных деформаций шейки рельса – тензорезисторами;
- уровней звукового давления воздуха вблизи рельсов при их собственных колебаниях – микрофонами шумомеров.

Вибропреобразователи устанавливаются с помощью магнитов на головку рельса в поперечном, относительно пути направлении в местах 1 – 8 (рисунок 21). Такое расположение датчиков позволит произвести измерение собственных частот и фаз колебаний головки рельса в каждой точке, необходимых для определения форм колебаний.

С этой целью были использованы вибропреобразователи типа AP2038P производства ООО «ГлобалТест», имеющие технические характеристики, приведенные в таблице 7.

Таблица 7 – Метрологические и технические характеристики

Параметр	Значение
Максимальное значение амплитуды измеряемого датчиком виброускорения, м/с <sup>2</sup> , не менее	100
Рабочий диапазон частот измеряемого датчиком виброускорения, Гц	от 0,5 до 12000
Номинальное значение коэффициента преобразования датчика на базовой частоте 200 Гц, мВ/(м/с <sup>2</sup> )	10
Отклонение действительного значения коэффициента преобразования от номинального значения, %, в пределах	±10

Параметр	Значение
Пределы допускаемой основной относительной погрешности датчика при измерении виброускорения, % - в диапазоне частот от 0,5 до 12000 Гц - в диапазоне частот от 10 до 3000 Гц	$\pm 15$ $\pm 7$
Относительный коэффициент поперечного преобразования, %, не более	5
Частота установочного резонанса в осевом направлении, кГц, не менее	35
Неравномерность частотной характеристики относительно значения на базовой частоте 200 Гц, %: - в диапазоне частот от 0,5 до 12000 Гц - в диапазоне частот от 10 до 3000 Гц	$\pm 12,5$ $\pm 4,0$
Нелинейность амплитудной характеристики в диапазоне от 0,1 м/с <sup>2</sup> до максимального, %	$\pm 4,0$
Коэффициент влияния деформации основания при деформации в зоне крепления датчика 250 мкм×м <sup>-1</sup> , м/с <sup>2</sup> /(мкм×м <sup>-1</sup> ) не более	0,2
Коэффициент влияния внешнего магнитного поля напряженностью 400 А/м частотой 50 Гц, м/с <sup>2</sup> /(А×м <sup>-1</sup> ), не более	$1 \times 10^{-3}$
Коэффициент влияния температуры окружающего воздуха в диапазоне от минус 50 до плюс 125 °С, %/°С	$\pm 0,2$
Изменение коэффициента преобразования датчика при изменении напряжения питания в пределах, %	$\pm 0,5$
Полярность выходного сигнала датчика относительно корпуса соединителя положительная Выходное сопротивление, Ом, не более	500
Постоянный ток питания датчиков, мА	от 2 до 20
Уровень постоянного напряжения на выходе, В	от 8 до 11
Питание датчиков осуществляется от внешнего источника постоянного тока напряжением, В	от 18 до 30
Мощность, потребляемая каждым измерительным каналом датчика, мВт, не более	650

Параметр	Значение
Степень защиты датчика от внешних воздействий	IP64
Габаритные размеры датчика не более: длина 23 мм, ширина 23 мм, высота 12 мм. Масса датчика не более 0,034 кг. Рабочие условия эксплуатации датчика: - температура окружающего воздуха от минус 50 до плюс 125 °С; - относительная влажность воздуха до 95 % при 35 °С; - переменное магнитное поле с напряженностью до 400 А/м частотой 50 Гц.	

Тензорезисторы наклеиваются на шейку рельса в местах установки вибропреобразователей 1 – 8 (рисунок 21) в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 22. Подключение тензорезисторов в измерительный полумост производится парами с целью проведения измерений изгиба, а также продольных деформаций рельса. Для измерения изгиба (тензорезисторы 3 и 4) и продольных деформаций рельса с компенсацией волнообразных деформаций рельса (тензорезисторы 1 и 2) в одно плечо моста. Тензорезистор 5, наклеенный на пластинку рельсовой стали расположенный вблизи стенда, служит для температурной компенсации. Такая схема наклейки обеспечит оценку равномерности распределения продольных деформаций рельса по сечениям, в которых производятся измерения, а также определение формы колебаний головки рельса путем измерения относительной деформации (наклона) шейки рельса.

Микрофон шумомера 9 (рисунок 21) устанавливаются на расстоянии 50 – 150 мм от шейки рельса на уровне его подошвы. Шумомер обеспечивает непрерывную регистрацию спектров звукового давления. Использование шумомера не позволяет определить форму колебаний рельса, но имеет значительное преимущество перед другими средствами измерения, так как не требует контактного взаимодействия с рельсом.

С этой целью был использован шумомер типа SVAN-958 производства «SVANTEK Sp. z o.o.» (Польша), технические характеристики, которого приведены в таблице 8.

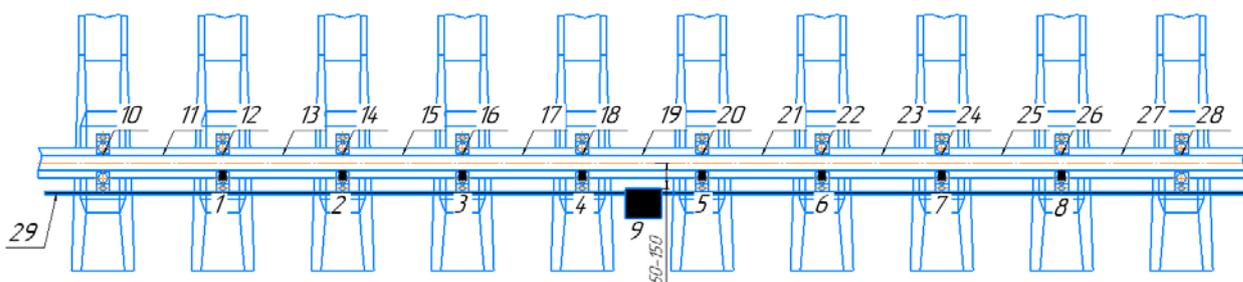


Рисунок 21 – Схема установки вибропреобразователей 1 – 8, микрофона 9, оптоволоконного кабеля 29 и мест нанесения ударов 10 – 28

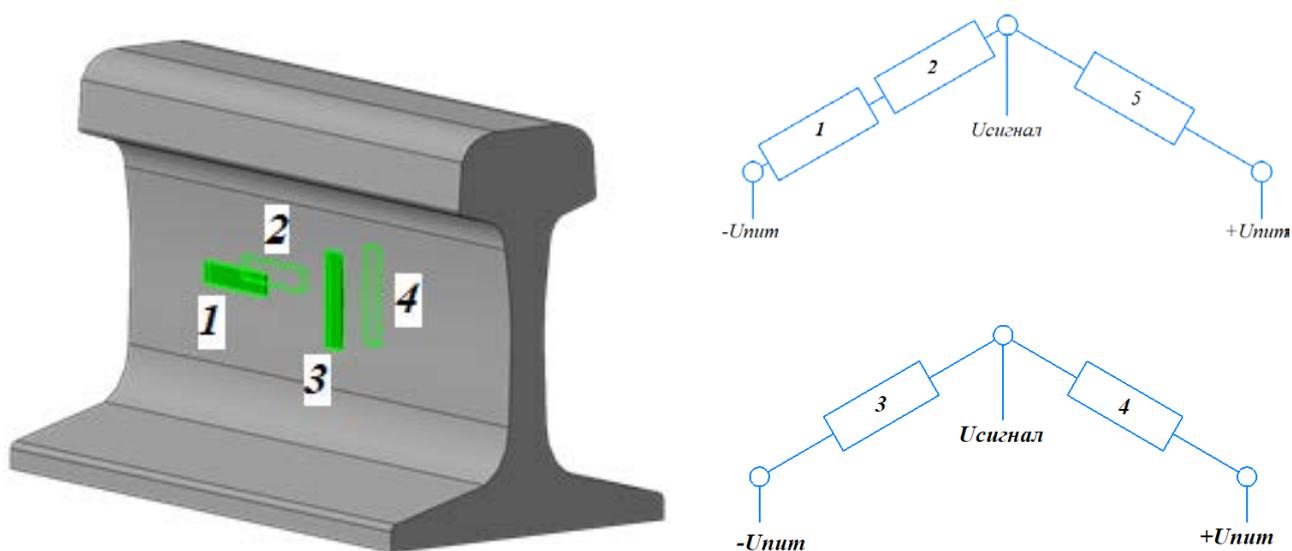


Рисунок 22 – Схема установки тензорезисторов

1 и 2 – тензорезисторы измеряющие продольную деформацию, 3 и 4 – тензорезисторы измеряющие изгиб шейки рельса, 5 – тензорезистор температурной компенсации

Таблица 8 – Метрологические и технические характеристики

Параметр	Значение
Диапазон измерений уровней звука для характеристики "Z"	30-137 дБ
Диапазон измерений уровней звука для характеристики "A"	24-137 дБ
Диапазон измерений уровней звука для характеристики "C"	24-137 дБ
Пределы допускаемой абсолютной погрешности измерений уровней звука, дБ	$\pm 0,7$
Временные характеристики	S, F, 1, Peak
Частотные характеристики	A,C,Z
Диапазон измерений скорректированного виброускорения с частотными коррекциями W-B <sub>xy</sub> , W-B <sub>z</sub> , W-B <sub>c</sub> , H-A, W <sub>k</sub> , W <sub>d</sub> , W <sub>c</sub> , W <sub>j</sub>	0,001-354 м/с <sup>2</sup>
Диапазон измерений общего виброускорения (*)	0,003-354 м/с <sup>2</sup>
Пределы допускаемой относительной погрешности измерений виброускорения, не более, %	$\pm 10$
Габаритные размеры измерительного блока (длина x ширина x высота), мм, не более	84x44x145
Масса, кг, не более	0,520
Диапазон рабочих температур измерительного блока	от минус 1 °с до плюс 50 °с
Относительная влажность	До 90% при 30 °С

Возбуждение собственных колебаний проводят путем нанесения ударов молотком по головке рельса в поперечном направлении. Места нанесения ударов 10 – 28 (рисунок 21) выбраны с целью оценки их влияния на собственные колебания рельса. В каждом месте удара было произведено не менее пяти ударов по головке рельса в поперечном направлении. При этом непрерывно

регистрировались все показатели одновременно. Измерения выполнялись при усилиях сжатия и растяжения рельса от 0 до 200кН с шагом 20кН.

Пример записи виброускорений собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении при проведении испытаний на растяжение представлена на рисунке 23, испытания на сжатие проведены аналогично.

Записи продольных напряжений в рельсе при его растяжении и сжатии приведены в приложении рисунки 35 – 40.

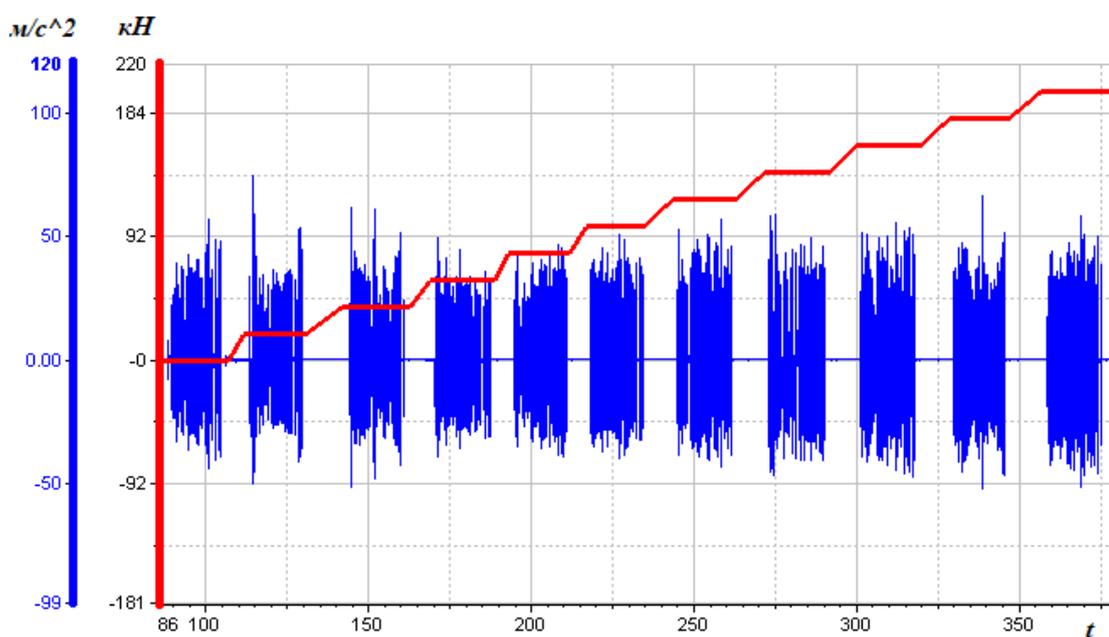


Рисунок 23 – График виброускорений головки рельса в поперечном направлении при проведении испытаний на растяжение

Обработка полученных результатов заключалась в определении частот собственных колебаний, нахождении форм колебаний для выбранных частот собственных колебаний, а также в выявлении и оценке зависимости частот и форм собственных колебаний от величин продольных сил.

По полученным сигналам от вибропреобразователей и тензорезисторов определялись спектры акустического давления и спектры виброускорений колебаний головки рельса с шагом по частоте 1Гц для каждой измерительной

точки. Спектры виброускорений определялись при помощи программного обеспечения WinPOS, разработанное НПП «МЕРА» (которое использует быстрое преобразования Фурье):

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-\frac{2\pi i}{N} kn} \quad (15)$$

где  $N$  – количество значений сигнала, измеренных за период, а также количество компонент разложения;

$x_n$  – измеренные значения сигнала, которые являются входными данными для прямого преобразования и выходными для обратного;

$X_k$  – комплексные амплитуды синусоидальных сигналов, слагающих исходный сигнал; являются выходными данными для прямого преобразования и входными для обратного; поскольку амплитуды комплексные, то по ним можно вычислить одновременно и амплитуду, и фазу;

$k$  – индекс частоты.

Частота  $k$ -го сигнала равна  $\frac{k}{T}$ , где  $T$  – период времени, в течение которого брались входные данные.

Затем по этим данным определялись значения частот для первой формы колебаний.

Определение формы колебаний заключается в определении расстояния между узлами колебаний. Для этого оценивают фазы колебаний головки рельса в каждом месте измерения путем фильтрации данных виброускорений в узком интервале частот от  $(f - 1)Гц$  до  $(f + 1)Гц$ , где  $f$  – частота для первой формы колебаний. Затем находят расстояние между узлами колебаний и проводят оценку соответствия, полученных результатов при натурных измерениях и расчетом по модели участка пути.

Например, для полученного спектра собственных частот колебаний головки рельса в поперечном направлении (рисунок 8), измеренных вибропреобразователем на рельсошпальной решетке, частота первой формы собственных колебаний составляет  $144\text{Гц}$ . После фильтрации всех измеренных сигналов виброускорений в диапазоне частот  $143 - 145\text{Гц}$ , получим зависимости виброускорений рисунок 24 для каждого места измерения.

Анализ графика (рисунок 24) позволил определить в момент времени  $t_{\text{ср}}$  значения виброускорений в каждом месте измерения  $1 - 9$  (см. рисунок 11), которые приведены в таблице 9.

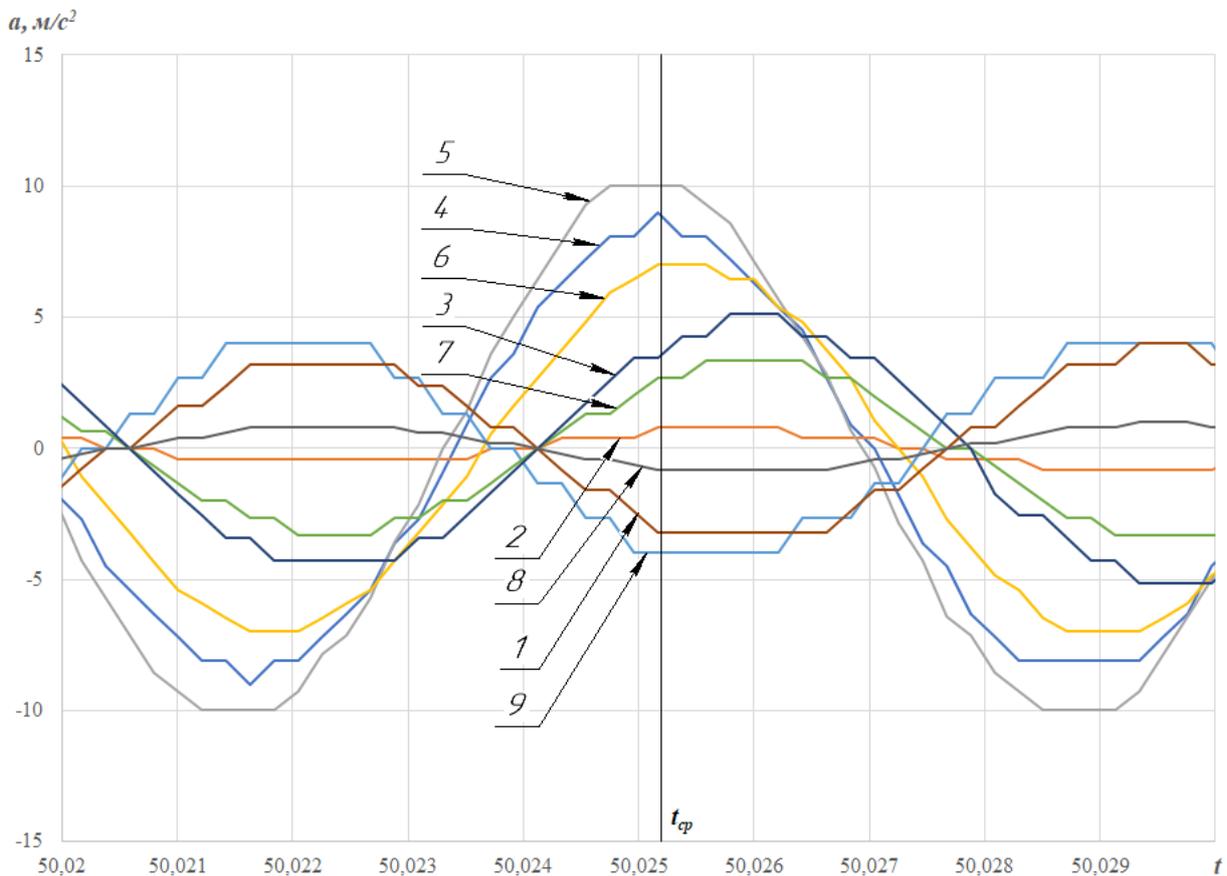


Рисунок 24 – Графики виброускорений головки рельса в поперечном направлении для частот колебаний  $143 - 145\text{Гц}$

1 – 9 графики виброускорений в соответствующих местах измерения на рельсе (рисунок 20);  $t_{\text{ср}}$  – выбранное время для сравнения фаз колебаний

Таблица 9 – Мгновенные значения виброускорений головки рельса в поперечном направлении в момент времени  $t_{cp}$  для интервала частот 143 -145 Гц

№ места измерения	Виброускорение, $m/c^2$
1	-3,20
2	0,80
3	3,56
4	8,90
5	10,00
6	7,01
7	2,65
8	-0,77
9	-3,95

На стенде применена эюра шпал (количество шпал на 1км) 1840, поэтому расстояние между двумя соседними шпалами составляет 540мм. Используя данные таблицы 7 и расстояние между шпалами построим кривую, характеризующую первую форму собственных колебаний рельса (рисунок 25).

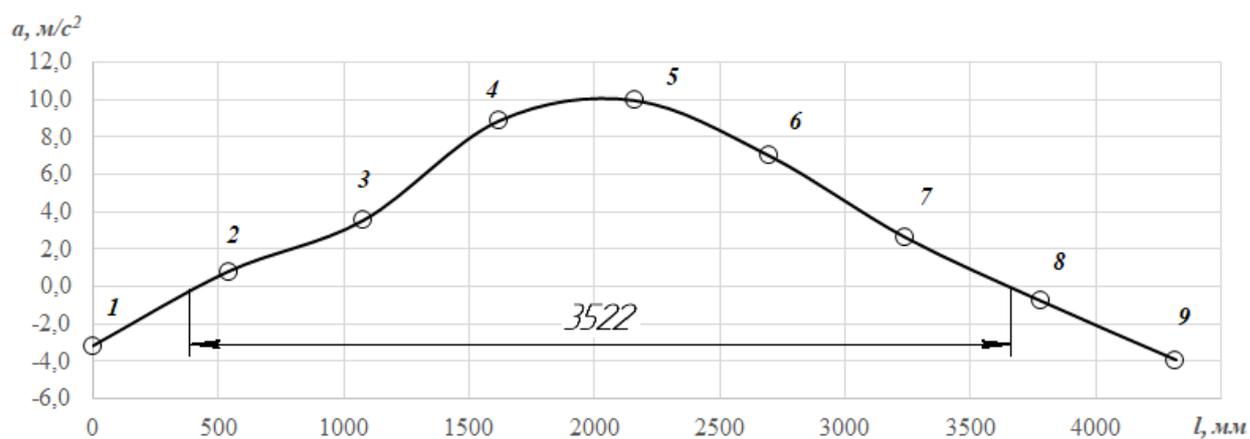


Рисунок 25 – Первая форма собственной частоты колебаний рельса в местах измерений 1 – 9

Анализ этого рисунка показал, что расстояние между узлами колебаний для выбранной формы составляет 3522мм.

Аналогично производится определение расстояний между узлами для других форм собственных колебаний, в том числе при испытаниях на специализированном стенде.

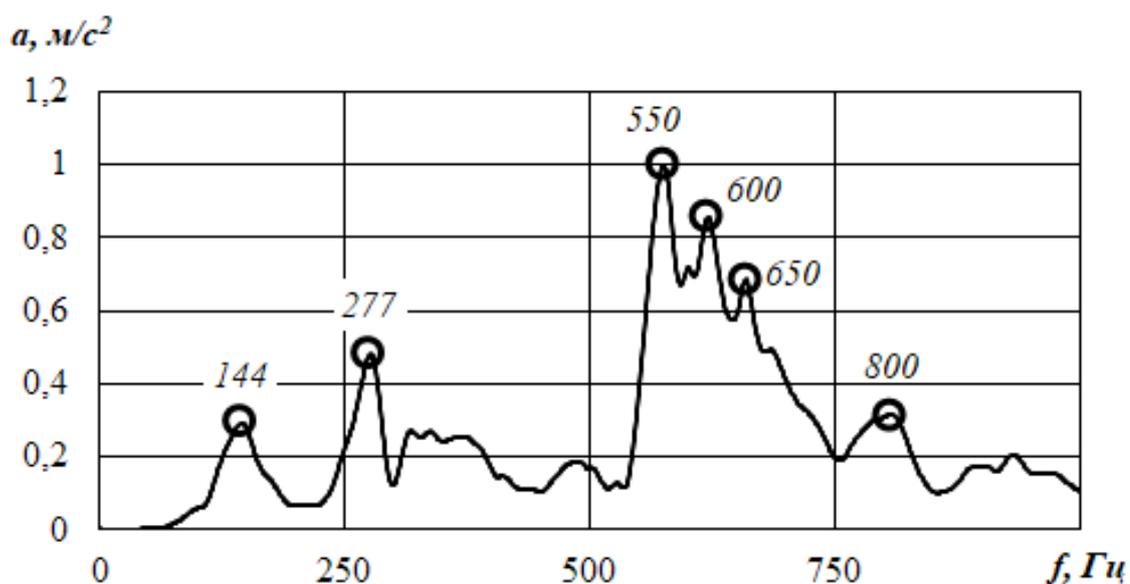
### 3.3 Анализ результатов стендовых испытаний

С мая 2018 г. на территории АО «ВНИКТИ» были проведены испытания на разработанном испытательном стенде в соответствии с изложенной методикой. Испытания включили в себя определение частот и форм собственных колебаний рельса при продольных усилиях сжатия и растяжения до 200 кН, а также оценку равномерности распределения продольного напряжения в рельсе.

Результаты этих испытаний в виде графиков зависимости виброускорений (рисунок 26, а) и уровня звукового давления (рисунок 26, б) от частоты показывают, что оба графика имеют максимумы на одинаковых частотах собственных колебаний рельса (144, 277, 550, 600, 650, 800 и 900 Гц).

Спектры собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении при значениях продольного усилия 50, 100, 150 и 200 кН сжатия и растяжения показаны в приложении на рисунках 41 – 43.

a)



б)

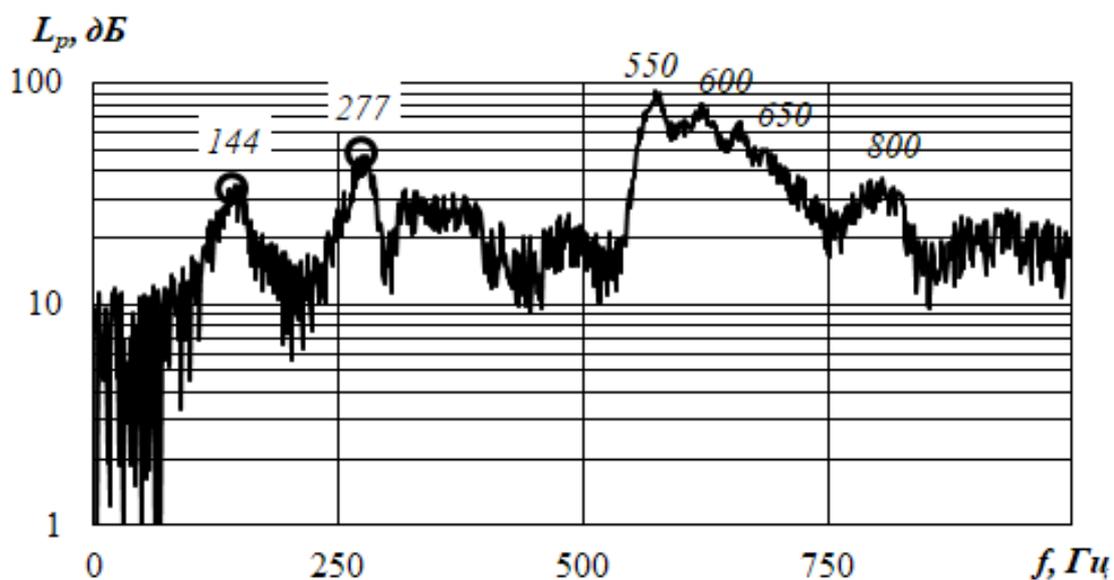


Рисунок 26 – Спектры собственных колебаний рельса в поперечном направлении, измеренных с помощью вибропреобразователя (а) и шумомера (б)

Результаты, полученные при испытаниях, позволили достаточно точно определить частоту первой формы колебаний головки рельса (144Гц) как при использовании вибропреобразователя, так и при использовании шумомера. Это свидетельствует о том, что регистрацию частот собственных колебаний

возможно выполнять с помощью шумомера. Применение шумомера или аналогичного средства измерения (акустического датчика, микрофона и т. п.) упрощает процесс регистрации колебаний рельса и делает его более удобным, так как дает возможность проводить измерения без непосредственного контакта средства измерения и рельса.

Анализ результатов (рисунки. 27 и 28) показал, что наибольшая относительная разность напряжений, измеренных в местах 1 – 8 (рисунок 21), составила менее 7 %, что не превышает погрешности измерения, а распределение напряжений по длине рельса – равномерное.

На рисунке 28 показаны графики продольных напряжений в рельсе в местах измерения (линии 1 – 8) при максимальном значении продольного усилия сжатия 200 кН.

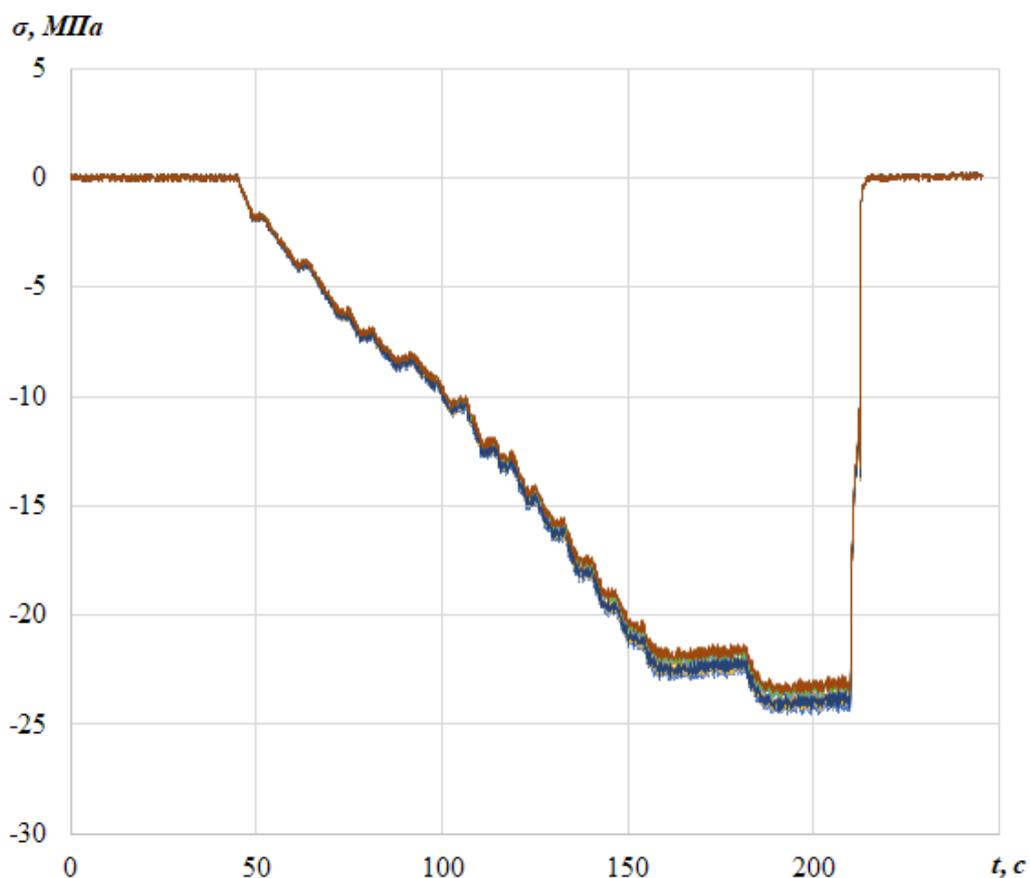


Рисунок 27 – Зависимость продольного напряжения в рельсе от силы сжатия

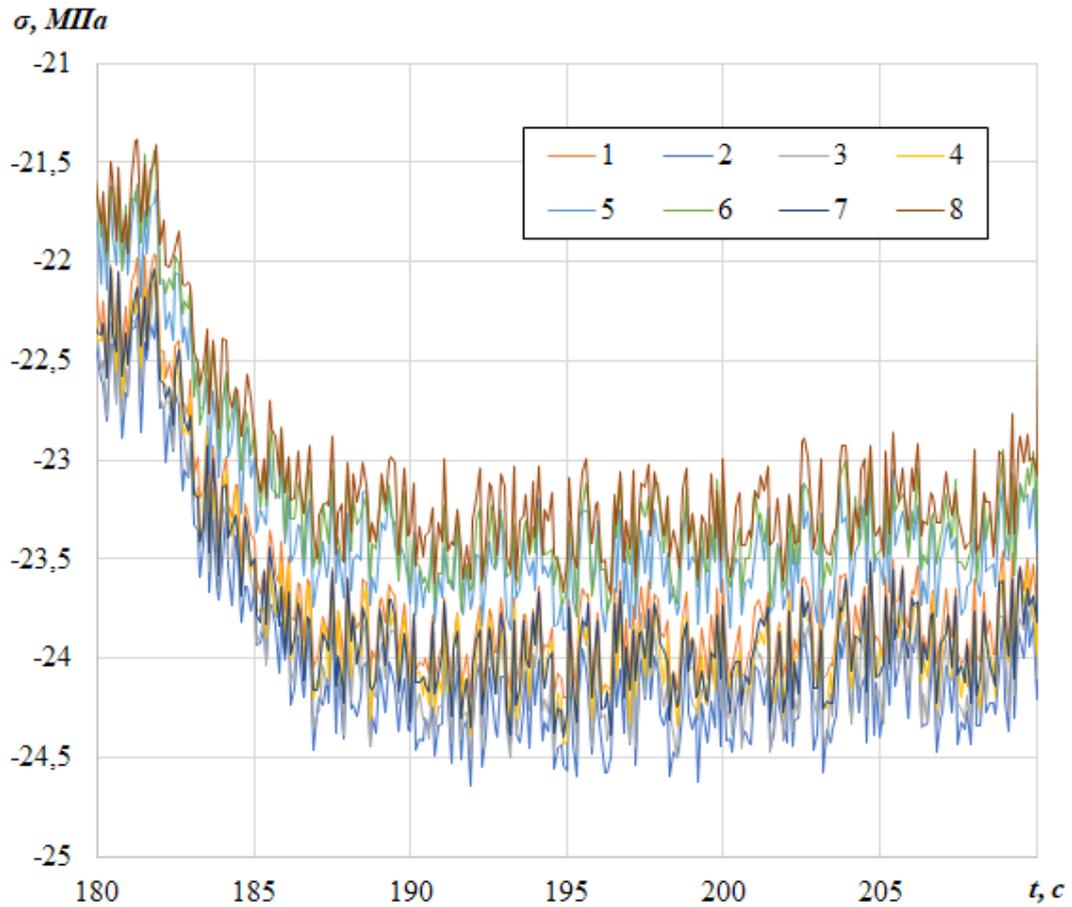


Рисунок 28 – График продольных напряжений в рельсе при наибольшем значении усилия сжатия 200 кН

При анализе фаз колебаний полученных с использованием вибропреобразователей в каждой точке измерения были определены формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении (рисунок 29) и соответствующие им частоты колебаний (таблица 10).

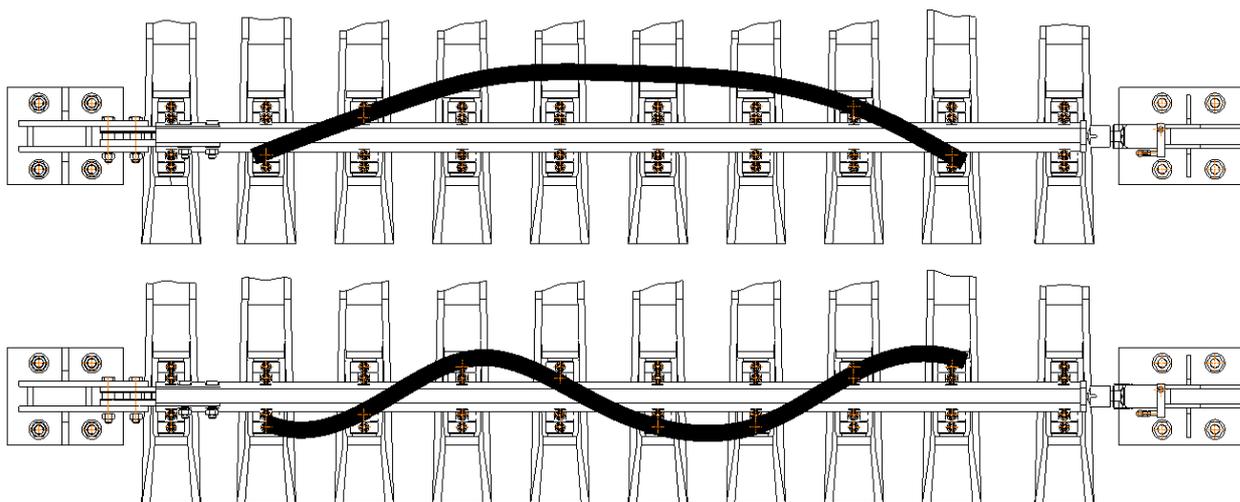


Рисунок 29 – Первая (сверху) и вторая (снизу) формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении.

Таблица 10 – Частоты собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении

№ формы колебаний	Частота колебаний, Гц	Расстояние между узлами колебаний, мм
1	144	3350
2	277	1280

Полученные формы колебаний рельса и расстояния между узлами колебаний соответствуют результатам полученным расчетным методом на модели участка пути (рисунки 4; 5 и таблица 2). Так для первой формы колебаний по результатам расчета (таблица 2) соответствует частота  $152\text{Гц}$ , а при испытаниях на стенде –  $144\text{Гц}$ , при этом расстояния между узлами колебаний составили  $4109\text{мм}$  и  $3350\text{мм}$  соответственно. Таким образом, относительная разность результатов для собственной частоты колебаний составила менее 6 %, а расстояния между узлами колебаний менее 23 %. Это обеспечивает достаточную достоверность получаемых результатов, для применения их к определению

зависимости изменения собственных частот колебаний рельса от величины продольной силы.

Далее проводились испытания при растяжении и сжатии рельсошпальной решетки усилием до  $200\text{кН}$  с непрерывной регистрацией измерительных сигналов вибродатчиков и постоянным ударным возбуждением собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении. В результате была получена трёхмерная зависимость изменения спектра собственных частот от продольной силы, проекции которых плоскость  $t - f$  представлены на рисунки 30 и 31.

В результате анализа данных, приведенных на рис. 30 и 31, была получена зависимость изменения частоты первой формы собственных колебаний рельса в поперечном направлении от величины продольной силы (рисунок 32), которая показывает, что она имеет нелинейный характер.

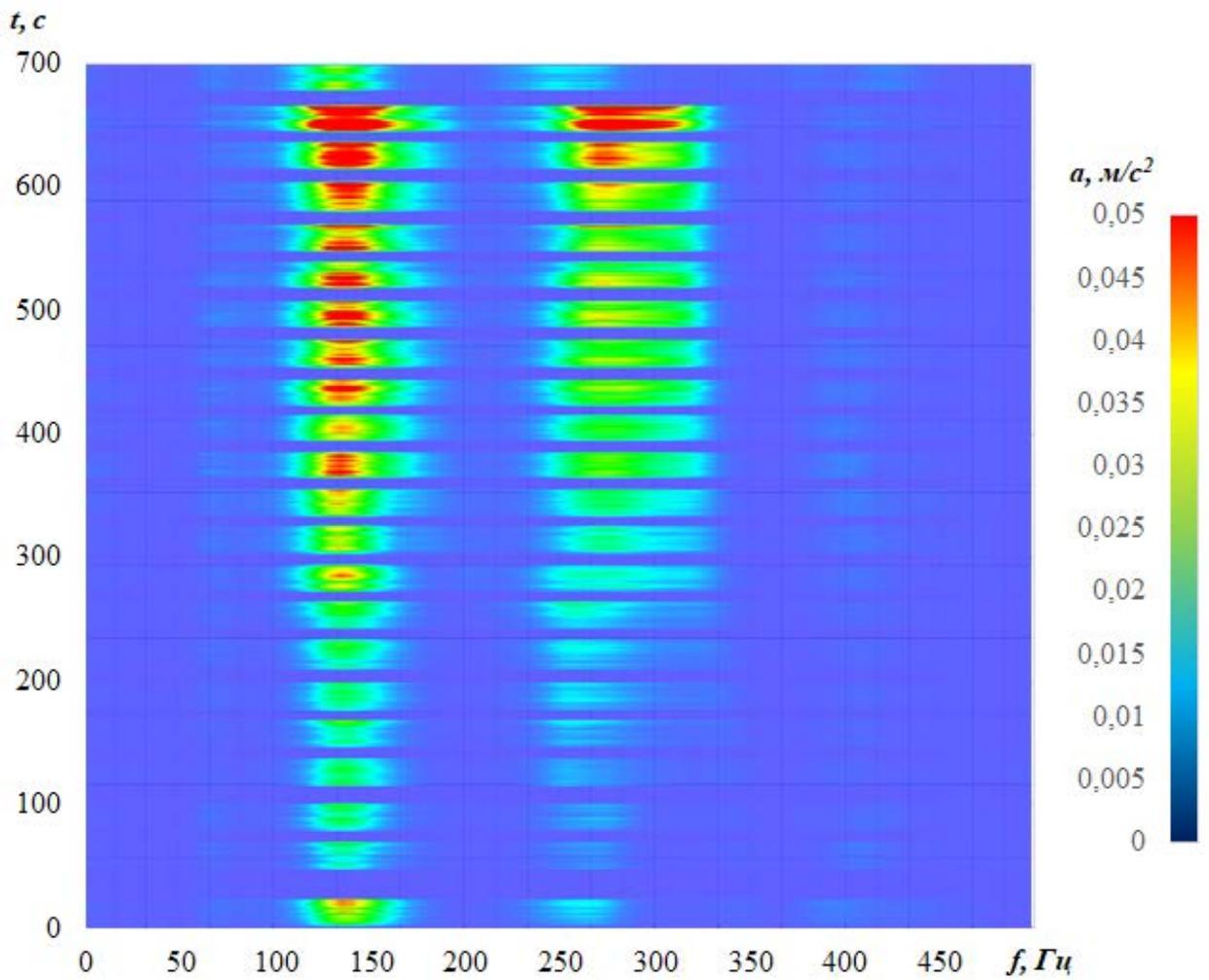


Рисунок 30 – Спектры собственных колебаний головки рельса при растяжении до 200 кН

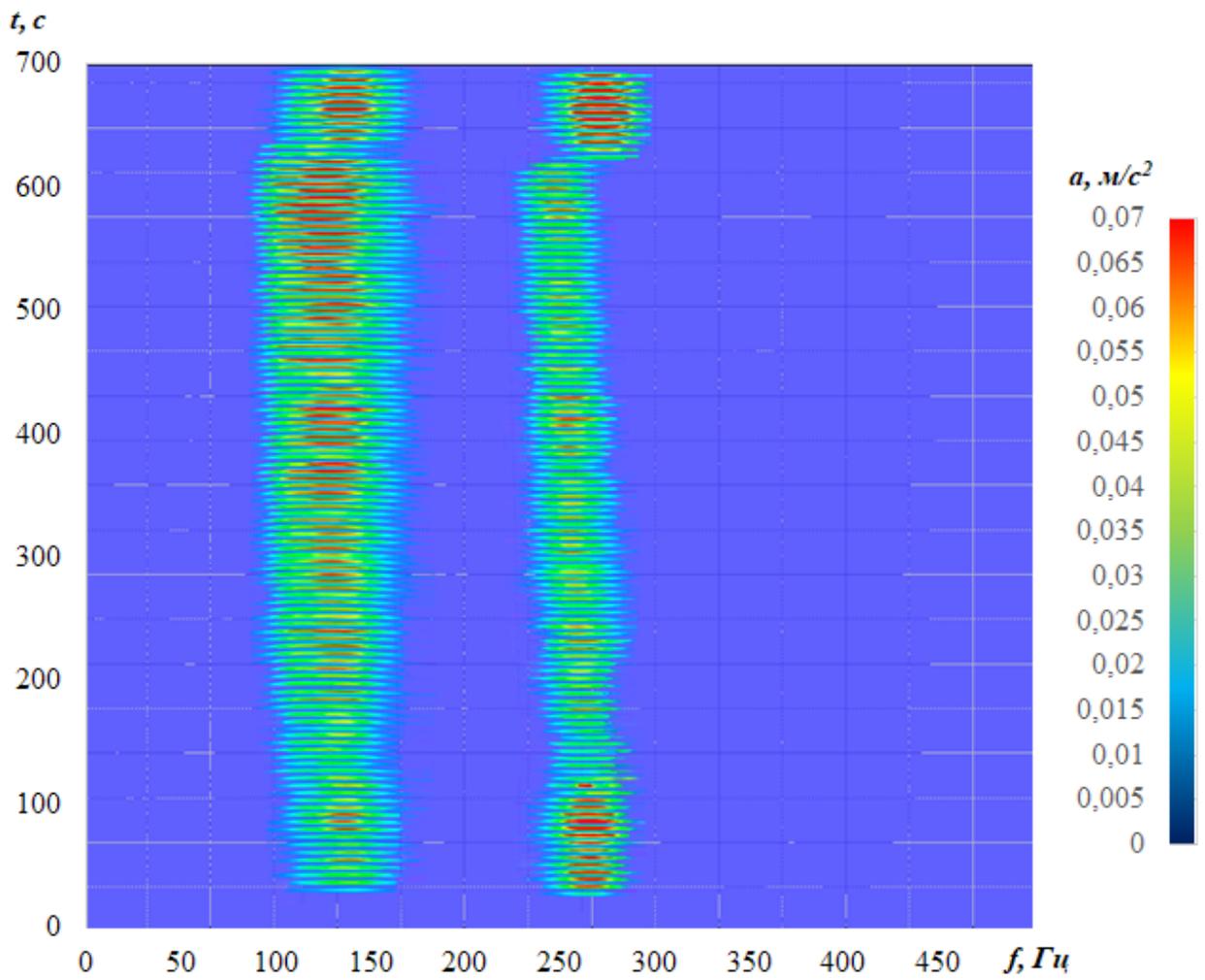


Рисунок 31 – Спектры собственных колебаний головки рельса при сжатии до 200 кН

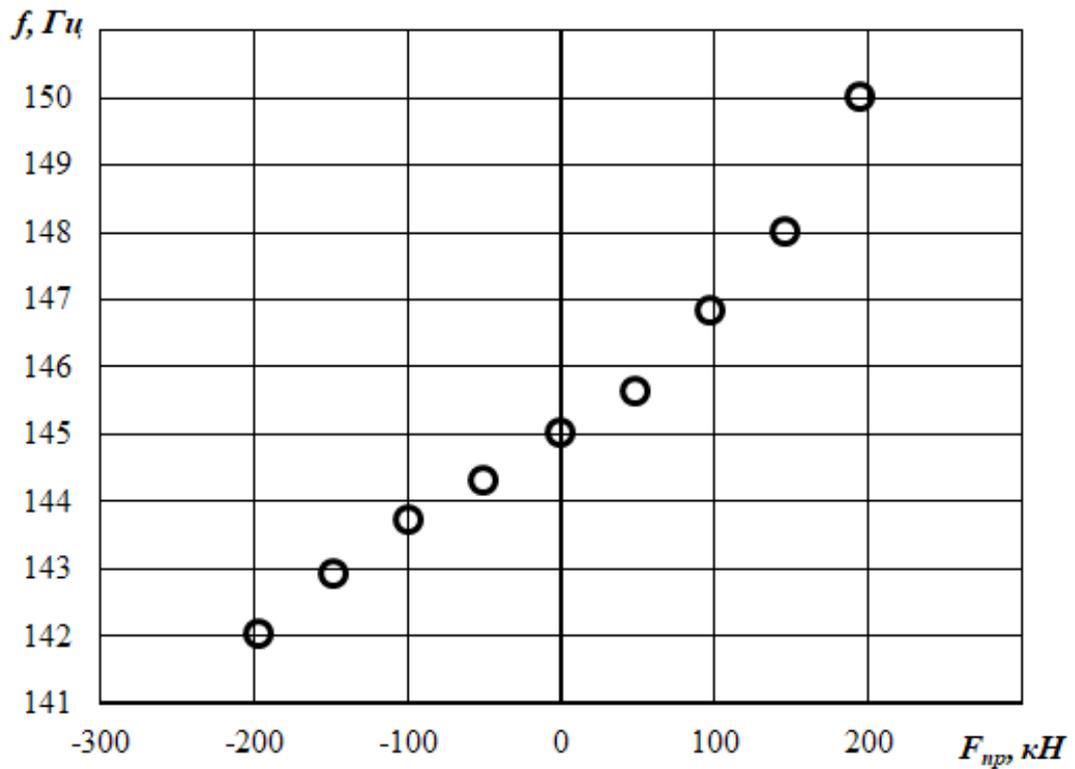


Рисунок 32 – Зависимость изменения частоты первой формы собственных колебаний рельса в поперечном направлении от величины продольной силы

При этом оказалось, что увеличение продольной силы на  $200\text{кН}$  вызывает повышение частоты первой формы колебаний на  $5\text{Гц}$  для растяжения и на  $3\text{Гц}$  при сжатии рельса.

Далее проведем оценку адекватности разработанной расчетной модели участка пути. Для этого найдем коэффициент корреляции двух зависимостей: полученной расчетным методом (рисунок 10) и экспериментально (рисунок 32) по формуле:

$$R = \frac{\sum(x - \bar{x})(y - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x - \bar{x})^2 \sum(y - \bar{y})^2}} \quad (16)$$

где  $x$  и  $y$  – соответственно значения частоты первой формы собственных колебаний, полученных экспериментально и расчетным методом.

Найденное значение коэффициента корреляции  $R = 0,981$ , находится в диапазоне от 0,9 – 0,99 по шкале Чеддока [25], что соответствует весьма высокой степени связи между полученными зависимостями. Таким образом, разработанную модель участка пути можно считать адекватной и применять для оценки продольного усилия в рельсах.

### 3.4 Выводы по главе 3

1. Несущие элементы разработанного стенда для испытаний рельсошпальных решеток обеспечивают достаточную прочность для проведения испытаний с приложением сил растяжения и сжатия до  $200\text{кН}$ .

2. Разработанная методика проведения испытаний на стенде для испытаний рельсошпальных решеток позволяет определить зависимость изменения частоты собственных колебаний рельса от величины приложенной к нему продольной силы.

3. Результаты испытаний на стенде показали следующее:

– регистрацию частот собственных колебаний возможно выполнять с помощью шумомера;

– напряжения в рельсах от сил растяжения и сжатия равномерно распределены по его длине.

4. Подтверждена адекватность полученной расчетной зависимости частоты первой формы собственных колебаний рельса от приложенного к нему продольной силы.

5. Сравнение результатов расчёта по предложенной модели и результатов стендовых испытаний показало удовлетворительную сходимость полученных данных (коэффициента корреляции  $R = 0,981$ ), что свидетельствует о достаточной адекватности предложенной расчётной модели.

## **ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВ В ПОЛИГОННЫХ УСЛОВИЯХ**

### **4.1 Методика исследования**

Предлагаемая методика основана на материалах главы 3. Объектом исследования является бесстыковой прямой отрезок пути участка Голутвин –Озёры Московской ж. д. протяженностью 1500м, находящийся между двумя кривыми радиусов 600 м. Методика основана на том, что из-за невозможности создания или изменения продольных сил в рельсах, испытания выполняются при различных температурах рельса. Учитывая специфику участка, предполагается, что температурное удлинение рельса в прямом участке пути, при его закреплении в кривых, будет преобразовываться в продольное напряжение в рельсах.

Таким образом, испытания необходимо проводить при различных температурах рельса, обусловленных климатическими и погодными факторами в следующей последовательности:

– исследуемый участок оборудуется средствами измерения (вибродатчики и шумомер) в соответствии со схемой, изображенной на рисунке 21;

- возбуждаются собственные колебания рельса путем нанесения удара молотком по головке рельса в поперечном направлении;
- регистрируются собственные колебания рельса;
- измеряется температура рельса;
- по зарегистрированным собственным колебаниям методом быстрого преобразования Фурье вычисляется спектр собственных частот колебаний рельса;
- определяются фазы колебаний в каждой точке измерения для выбранной частоты;
- определяются расстояние между узлами колебаний рельса;
- строится зависимость изменения частоты выбранной формы собственных колебаний рельса от его температуры.

Испытания проводились продолжительное время при различных климатических факторах. При этом использование тензорезисторов с целью измерения продольного напряжения в рельсе не представляется возможным, по причинам, связанным с особенностями используемой измерительной аппаратуры, так как при каждом подключении оборудования, происходит балансировка измерительной схемы, а получаемый при этом сигнал может иметь значительную погрешность или быть вообще недостоверным.

## 4.2 Анализ результатов

Так как изменение напряженного состояние рельса выбранного участка бесстыкового пути происходило только в результате его теплового расширения,

что в свою очередь является следствием влияния климатического и погодного изменения температуры окружающей среды и соответственно рельса.

Для того, чтобы получить результаты для наиболее широкого диапазона напряжений в рельсах, испытания проводились при различных временах года в течение трех лет с 2017 г. по 2019 г. при температурах рельса от  $-9$  до  $+43$  °С. Результаты этих испытаний представлены на рисунке 33, где отмечены значения собственных частот первой формы колебаний рельса при различных его температурах.

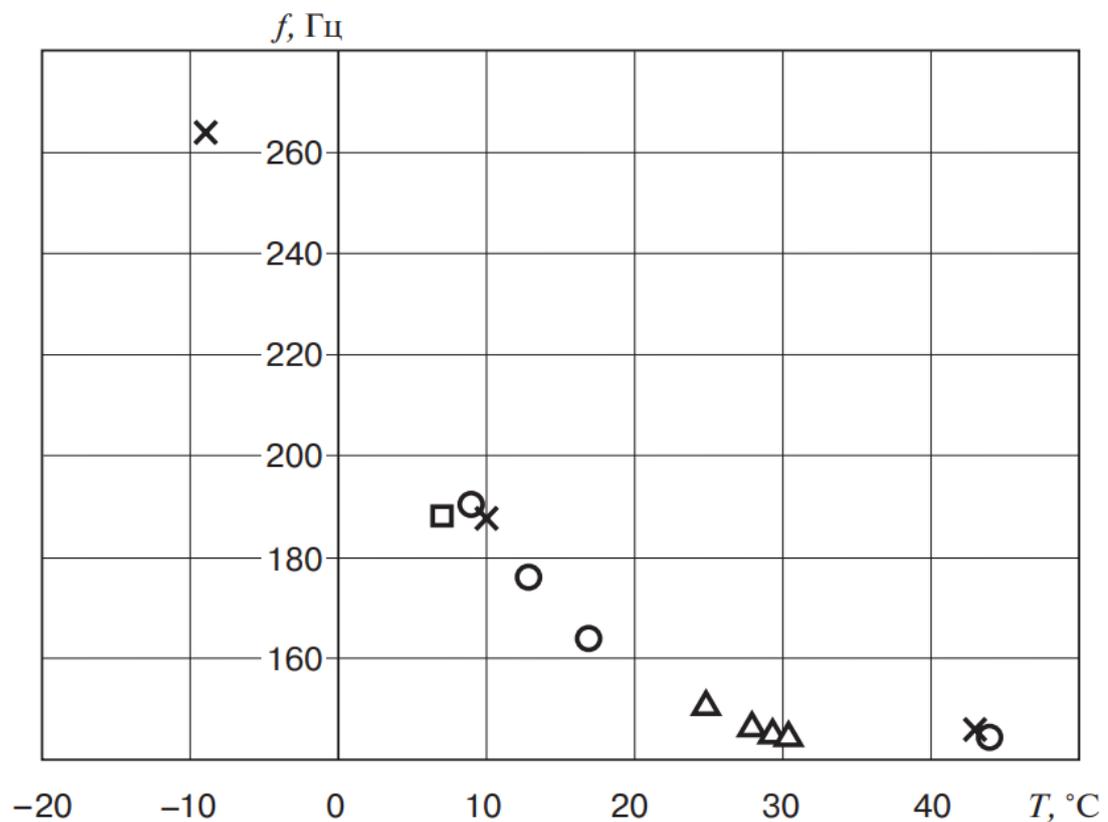


Рисунок 33 – Зависимость собственной частоты первой формы колебаний головки рельса от температурах рельса:

○ – в 2017 г., × – в 2018 г., □ – в 2019 г. △ — для эквивалентной температуры рельса по результатам испытаний на стенде

Анализ результатов, приведенных на рисунке 33, позволил выявить определенную зависимость между значениями температуры рельса и частоты

первой формы собственных колебаний. Эти результаты показывают, что в течение трех лет, при которых проводились испытания, полученные значения собственной частоты колебаний рельса при одной и той же его температуре практически одинаковые. К примеру, при температурах рельса (8...10) °С, частота собственных колебаний рельса за три года менялся в диапазоне от 188 до 192 Гц, а при температурах рельса (42...43) °С за два года от 143 до 145 Гц.

Так же по полученным результатам видно, что с понижением температуры рельса, частота его собственных колебаний возрастает. Такое изменение частоты обуславливается тем, что в рельсе увеличатся растягивающие напряжения в результате того, что при понижении температуры рельса происходит уменьшение его длины, а, с учетом специфики выбранного участка железнодорожного пути, который имеет две кривые, продольное перемещение рельса ограничено.

Для оценки влияния факторов, зависящих от местоположения измерительного участка, были проведены измерения собственных частот колебаний рельса на разных участках Озерской ветки Московской железной дороги. В результате выявлено, что частота первой формы собственных колебаний рельса при одной и той же температуре не изменяется в зависимости от места проведения измерений.

Далее был проведён анализ форм колебаний рельса и их сравнение с результатами моделирования и стендовых испытаний. Анализ проводился в соответствии с методикой, изложенной в главе 3. Результаты приведены в таблице 11, а формы колебаний показаны на рисунке 34.

Таблица 11 – Полученные расстояние между узлами собственных колебаний головки рельса

№ формы колебаний	Расстояние между узлами колебаний, мм			Коэффициент вариации, %
	Рельсошпальная решетка	Экспериментальный участок	Модель участка пути	
1	3522	3647	4109	8,2
2	1805	1474	2211	20,2

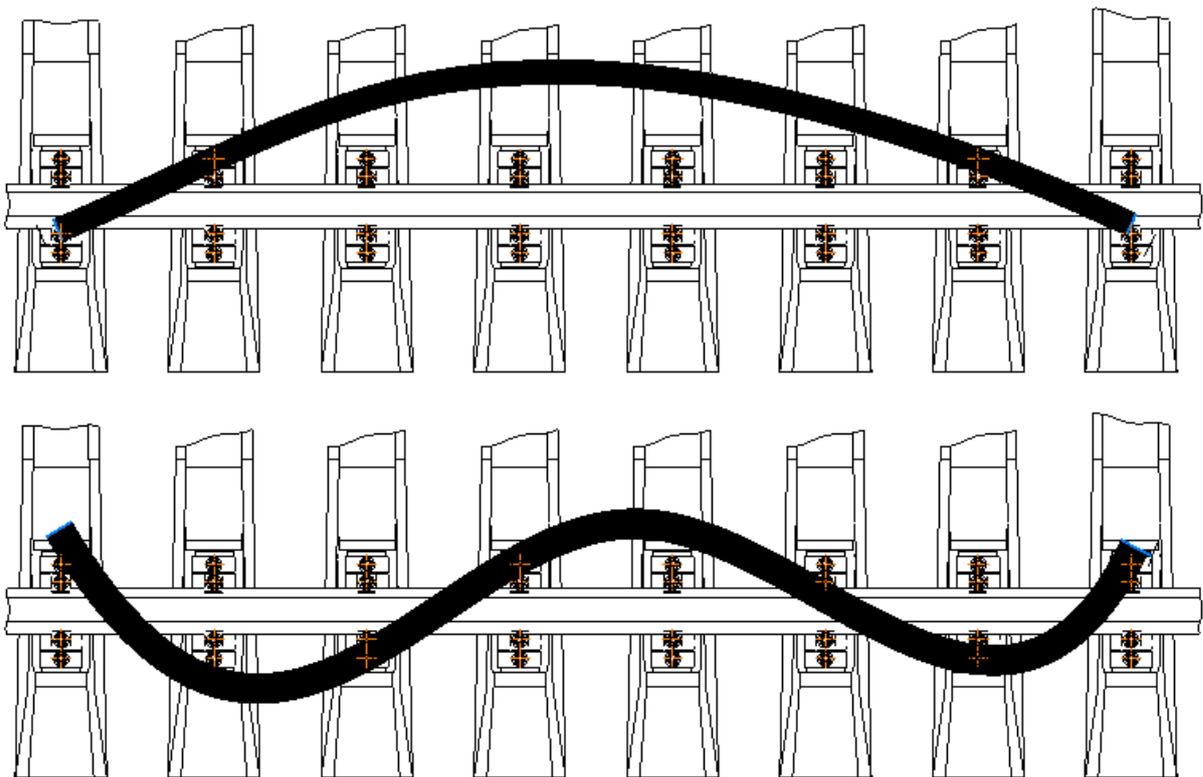


Рисунок 34 – Первая (сверху) и вторая (снизу) формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении.

Анализ полученных результатов (таблица 11) показывает, что первая форма собственных колебаний рельса наиболее одинаково проявляется в

результатах расчета, испытаниях на стене и в полигонных условиях. За критерий подобности принят коэффициент вариации полученных расстояний между узлами колебаний.

Большее различие между результатами для второй формы собственных колебаний рельса может быть обусловлено условиями закрепления и протяженностью объектов испытаний.

Так же установлено, что проведенные измерения собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении в различное время демонстрируют достаточную повторяемость результатов.

Полученная зависимость частоты колебаний от температуры может быть использована для оценки действительной температуры закрепления рельсов (при которой продольные напряжения в рельсе равны нулю), однако для этого необходимо провести дополнительное сопоставление с полученными данными методами моделирования или стендовых испытаний.

### 4.3 Выводы по главе 4

4.1. Зависимость частоты первой формы колебаний головки рельса в поперечном направлении от температуры рельса показывает, что с ростом последней величина собственной частоты снижается из-за увеличения продольных напряжений сжатия.

4.2. Выполненные в различное время замеры собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении демонстрируют достаточную повторяемость результатов.

4.3. Изменение температуры рельса непосредственно приводит к изменению напряженно-деформированного состояния рельса.

4.4. Полученная зависимость частоты колебаний от температуры может быть использована для оценки температуры закрепления рельсов.

## ГЛАВА 5 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ БЕССТЫКОВОГО ПУТИ

### 5.1 Методика прогнозирования работоспособности бесстыкового пути

Наиболее эффективным представляется метод повышения безопасности при эксплуатации бесстыкового пути на основе определения участков пути с действительной температурой закрепления рельса, не соответствующей нормативной [18].

Действительная температура  $T_D$ , при которой производят закрепление рельса без приложения продольного усилия, может быть определена как:

$$T_D = T_T \pm \Delta T_F, \quad (17)$$

где  $T_T$  – температура рельса в момент измерения;

$\Delta T_F$  – изменение температуры, соответствующее температурному удлинению рельса относительно фактической температуры закрепления, которое можно найти по формуле:

$$\Delta T_F = \frac{\varepsilon}{\alpha}, \quad (18)$$

Здесь  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения металла рельса;  $\varepsilon$  – относительное удлинение рельса, которое равно:

$$\varepsilon = \frac{F_{\text{пр}}}{E \cdot S} = \frac{\sigma_{\text{пр}}}{E}. \quad (19)$$

где  $F_{\text{пр}}$ ,  $\sigma_{\text{пр}}$  – продольное усилие и механическое напряжение, возникшие в результате температурного расширения;

$S$  – площадь поперечного сечения рельса;

$E$  – модуль упругости металла рельса.

Подставив (19) и (18) в (17), получим окончательную формулу для нахождения действительной температуры закрепления рельса:

$$T_{\text{д}} = T_{\text{т}} \pm \frac{F_{\text{пр}}}{ES\alpha} = T_{\text{т}} \pm \frac{\sigma_{\text{пр}}}{E\alpha} \quad (20)$$

Для решения уравнения (20) необходимо определить величины продольной силы  $F_{\text{пр}}$  или продольного напряжения  $\sigma_{\text{пр}}$  и температуру рельса  $T_{\text{т}}$  в текущий момент.

Определение продольного напряжения рельса предлагается производить по оценке изменения собственных частот колебаний относительно значений, полученных при нулевой продольной нагрузке путем расчета или экспериментально. По сравнению с существующими методами (например, наваркой или врезкой в рельс чувствительных тензометрических элементов [8, 9, 10, 11]) такой метод имеет ряд преимуществ. Этот метод позволяет выполнять мониторинг продольных напряжений рельсового полотна без внесения изменений в конструкцию рельса, а также проводить измерения с использованием бесконтактных средств измерений, таких как шумомер или оптоволоконные измерительные системы.

## 5.2 Пример расчета

К примеру, в 2017 г. на Озерской ветке Московской ж.д. (рис. 33), температура рельса составила 10 °С, а частота первой формы собственных колебаний – 188Гц.

Далее по полученным данным расчета на модели участка пути (рис. 10) методом наименьших квадратов было найдено уравнение полинома 3-го порядка (21), описывающее зависимость частоты первой формы собственных колебаний рельса от величины приложенной продольной силы:

$$f(F_{\text{пр}}) = 2 \cdot 10^{-7} F_{\text{пр}}^3 + 4 \cdot 10^{-5} F_{\text{пр}}^2 + 0.0194 F_{\text{пр}} + 152 \quad (21)$$

Для оценки точности аппроксимации полученной зависимости воспользуемся коэффициентом достоверности аппроксимации  $R^2$  [25], вычисляемым по формуле (19). Эта зависимость показывает степень соответствия полученного уравнения (21) исходным данным. Значение  $R^2$  может лежать в диапазоне от 0 до 1. Чем ближе  $R^2$  к 1, тем точнее полином описывает имеющиеся данные.

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (22)$$

где  $SSE = \sum (y_i - \hat{y}_i)^2$ ;

$SST = \sum (y_i - \bar{y})^2$ ;

$y_i$  – фактическое значение частоты колебаний;

$\hat{y}_i$  – расчетное значение частоты колебаний;

$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum y_i$

В нашем случае коэффициент достоверности аппроксимации составил  $R^2 = 0,9829$ , что соответствует достаточно хорошей аппроксимации.

Для определения величины продольной силы действующей в рельсе по известной частоте первой формы собственных колебаний ( $f$ ), представим уравнение (21) в виде:

$$2 \cdot 10^{-7} F_{\text{пр}}^3 + 4 \cdot 10^{-5} F_{\text{пр}}^2 + 0.0194 F_{\text{пр}} + 152 - f = 0 \quad (23)$$

Корни этого уравнения найдём по формуле Кардано. При этом выполним замену переменной:

$$F_{\text{пр}} = y - \frac{b}{3a} \quad (24)$$

И приведём кубическое уравнение (23) к общему виду:

$$y^3 + py + q = 0 \quad (25)$$

где  $p = \frac{3ac - b^2}{3a^2}; \quad q = \frac{2b^3 - 9abc + 27a^2d}{27a^3};$

$a, b, c, d$  – коэффициенты кубического уравнения общего вида (23).

Подставив значения коэффициентов  $a, b, c, d$  в уравнение (25) получим:

$$p = \frac{3ac - b^2}{3a^2} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{-7} \cdot 0.0194 - (4 \cdot 10^{-5})^2}{3 \cdot (2 \cdot 10^{-7})^2} = 8,37 \cdot 10^4$$

$$\begin{aligned}
 q &= \frac{2b^3 - 9abc + 27a^2d}{27a^3} \\
 &= \frac{2 \cdot (4 \cdot 10^{-5})^3 - 9 \cdot 2 \cdot 10^{-7} \cdot 4 \cdot 10^{-5} \cdot 0.0194 + 27 \cdot (2 \cdot 10^{-7})^2 \cdot (152 - 188)}{27 \cdot (2 \cdot 10^{-7})^3} \\
 &= -1,86 \cdot 10^8
 \end{aligned}$$

При этом будем находить величину:

$$Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2 \quad (26)$$

При  $Q > 0$  уравнение (23) может иметь один вещественный и два сопряжённых комплексных корня;

при  $Q = 0$  – один однократный вещественный корень и один двукратный, или, если  $p = q = 0$ , то один трёхкратный вещественный корень;

при  $Q < 0$  – три вещественных корня.

$$Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2 = \left(\frac{8,37 \cdot 10^4}{3}\right)^3 + \left(\frac{-1,86 \cdot 10^8}{2}\right)^2 = 8,66 \cdot 10^{15}$$

$$y_1 = \alpha + \beta$$

$$y_{2,3} = -\frac{\alpha + \beta}{2} \pm i \frac{\alpha - \beta}{2} \sqrt{2} \quad (27)$$

где  $\alpha = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}}$ ;  $\beta = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}}$ .

$$\alpha = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}} = \sqrt[3]{-\frac{-1,86 \cdot 10^8}{2} + \sqrt{8,66 \cdot 10^{15}}} = 570,81$$

$$\beta = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}} = \sqrt[3]{-\frac{-1,86 \cdot 10^8}{2} - \sqrt{8,66 \cdot 10^{15}}} = -48,86$$

$$y_1 = \alpha + \beta = 570,81 - 48,86 = 521,96$$

$$F_{\text{пр}} = y - \frac{b}{3a} = 521,96 - \frac{4 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 2 \cdot 10^{-7}} = 455,29 \text{ кН}$$

Таким образом, для измеренной частоты первой формы собственных колебаний рельса  $188 \text{ Гц}$  величина продольной силы в рельсе составит  $F_{\text{пр}} = 455 \text{ кН}$ .

Далее по формуле (20) можно найти действительную температуру закрепления рельса  $T_{\text{д}}$ :

$$T_{\text{д}} = T_{\text{Т}} \pm \frac{F_{\text{пр}}}{ES\alpha} = 10 + \frac{455 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 82,65 \cdot 10^{-4} \cdot 11,8 \cdot 10^{-6}} = 33,3$$

где  $S = 82,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  [24, табл. Д.1];  $\alpha = 11,8 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$  [24, табл. Д.1];  
 $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ .

По аналогии с этим способом определены эквивалентные текущие температуры (рисунок 33), соответствующие величинам продольных сил, имитирующим температурное расширение рельса, при испытаниях на стенде (рисунок 32).

Для оценки степени связанности результатов, полученных при стендовых испытаниях, с результатами испытаний на участке пути воспользуемся специальным показателем – эмпирическим корреляционным отношением  $\eta$  [25]. Это соотношение показывает тесноту и силы связи между факторным и результативным признаком, значение которого оценивается по соотношениям Чеддока [25].

Таким образом, для данных полученных экспериментально на участке железной дороги и эквивалентных значений, которые получены путем пересчета с использованием уравнений (20) и (21) данных стендовых испытаний методом наименьших квадратов найдем уравнение полинома 2-го порядка (28) и определим коэффициент достоверности аппроксимации  $R^2$ .

$$f(t) = 0,0573t^2 - 4,2352t + 220,84 \quad (28)$$

При этом коэффициент достоверности аппроксимации рассчитанный по формуле (22) составил  $R^2 = 0,9954$ .

Для измерения тесноты и силы связи между факторным и результативным признаками рассчитывают специальный показатель эмпирическое корреляционное отношение  $\eta$  [25].

$$\eta = \sqrt{\frac{\delta^2}{\sigma^2}} \quad (29)$$

где  $\delta^2$  – межгрупповая дисперсия (дисперсия групповых средних);  
 $\sigma^2$  – общая дисперсия.

Эмпирическое корреляционное отношение, для нашего случая получено равным  $\eta = 0,9977$ . По соотношениям Чеддока [25] при  $\eta > 0.9$  связь между экспериментальными данными и зависимостью по уравнению (28) можно считать весьма тесной.

Это показывает, что результаты получаемые с использованием формулы (21), т. е. по данным расчета на модели участка пути хорошо согласуются с данными, полученными при испытаниях на реальном участке пути, а также с приведёнными данными стендовых испытаний.

Таким образом, предложенная в диссертации зависимость (18) может быть использована для определения величины продольной силы в рельсе в

зависимости от его текущей температуры и частоты первой формы собственных колебаний.

Согласно п. 3.4.1 [18] для обеспечения прочности и устойчивости бесстыкового пути все укладываемые плети должны закрепляться при оптимальной температуре. Норма оптимальной температуры закрепления плетей для Московской дирекции инфраструктуры составляет  $(30 \pm 5) ^\circ\text{C}$ . Таким образом, эксплуатация исследуемого участка бесстыкового пути с действительной температурой закрепления  $33,3 ^\circ\text{C}$  является безопасной.

Аналогично были проведены расчеты по определению действительной температуры закрепления рельсов на исследуемом участке пути для остальных результатов измерений в полигонных условиях (рисунок 33), полученные значения приведены в таблице .

Таблица 12 – Результаты расчета действительной температуры закрепления рельсов на действующем бесстыковом участке пути

Дата проведения измерений	Температура рельса, $^\circ\text{C}$	Частота первой формы собственных колебаний головки рельса, $\text{Гц}$	Продольная сила, $\text{кН}$	Действительная температура закрепления, $^\circ\text{C}$
21.08.2017	44	144	-280	30.7
22.08.2017	17	164	274	31.0
07.09.2017	13	176	380	32.5
26.09.2017	9	190	465	32.8
19.01.2018	-9	264	765	30.2
23.05.2018	43	146	-252	30.5
10.09.2018	10	188	455	33.3
19.12.2019	7	188	455	30.3

Анализ полученных результатов (таблица 12) показал, что среднее значение действительной температуры закрепления рельсов получено  $31,4 ^\circ\text{C}$ , а среднее квадратическое отклонение полученных значений  $1,25 ^\circ\text{C}$ , с учетом того,

что за весь период измерений на исследуемом участке пути не проводились ремонтные работы, можно сделать вывод о достаточной достоверности и повторяемости полученных результатов.

### **5.3 Рекомендации по практическому применению предлагаемого способа**

#### **Способ измерения**

Исходя из выводов сделанных в главе 3, а также анализа результатов испытаний в стендовых и полигонных условиях наиболее подходящим способом измерения частот собственных колебаний рельсов представляется использование шумомера, микрофон которого расположен вблизи шейки рельса. Также возможно применение оптоволоконных средств передачи данных используемых непосредственно возле пути [50], которые позволяют регистрировать колебаний элементов верхнего строения пути.

Согласно разработанной методике, возбуждение собственных колебаний рельсов проводится путем нанесения удара молотка по головке рельса в поперечном направлении, однако такое возбуждение может быть выполнено с использованием других способов, например таких как электромагнитный импульс, воздействующий на головку рельса.

Температура рельса может быть измерена пирометром.

Все вышеперечисленное оборудование является бесконтактным по отношению к рельсу, применение которого снижает финансовые затраты и трудоемкость оборудования исследуемого участка пути, а также позволяет использовать

мобильные системы для оценки действительной температуры закрепления рельсов.

### **Периодичность измерений и протяженность участков измерений**

Контроль за температурным разжимом работы рельсовой плети бесстыкового пути с помощью предлагаемого способа должен проводиться аналогично контролю по п. 4.2 инструкции [18].

При этом измерения проводятся в средней части участка пути между местами предназначенных для определёнными оборудования «маячных» шпал по инструкции [18].

Таковыми местами на коротких плетях (800 м и менее) являются места на концах (не ближе 60 м от концов) и в средней части плети; на длинных плетях – на их концевых участках и далее через каждые 400 м; на спусках и подъемах с уклонами более 10‰, перед кривыми и в кривых радиусами 650 м и менее, на участках рекуперативного торможения, проверки тормозной системы поезда, створы устанавливаются через 200 м.

Периодичность измерения действительной температуры закрепления рельсов должна проводиться в соответствии с п. 4.2 инструкции [18] и соответственно на путях 1, 2 классов линий специализации «В», «С», «О» и «Т» выполняется ежемесячно, на путях 3-4 классов специализации «П» и «Г» – ежеквартально, а на путях 5 класса специализации «М» – один раз в год.

## 5.4 Выводы по главе 5

5.1. Предлагаемый способ прогнозирования работоспособности рельсов бесстыкового пути позволяет повысить безопасность движения за счет своевременного обнаружения участков пути с не соответствующей нормативному значению фактической температурой закрепления рельсов.

5.2. Оценку фактической температуры закрепления рельсов следует определять, используя измеренную в текущий момент температуру, частоту первой формы собственных колебаний рельса и зависимость частоты собственных колебаний рельса от величины продольной силы.

5.3. В результате апробации предлагаемого способа контроля действительной температуры закрепления рельсов на действующем бесстыковом пути, подтверждена возможность его применения, при этом относительная разность результатов измерений, проведённых в период с августа 2017 г. по декабрь 2019 г., составила менее 10 %.

## ГЛАВА 6 ТЭО

### 6.1 Методика расчета

Как правило, преждевременные разрушения рельсов происходят внезапно, вызывая опасность возникновения аварийной ситуации. Для предотвращения этой проблемы нужны новые методы измерения, которые позволяют, не только очень точно определять текущее техническое состояние рельс, но и прогнозировать степень их надежности в будущем. При этом измерительные устройства должны быть достаточно компактными и мобильными, чтобы обеспечивать необходимые измерения не только в лабораторных условиях, но и в реальных условиях эксплуатации.

Основными причинами аварий и крушений поездов на железнодорожном транспорте являются: неисправность пути, подвижного состава и технических средств управления; ошибки работников, отвечающих за безопасность движения поездов; нарушение правил переезда железнодорожных путей автомобильным транспортом и др. Среди катастроф, крушений поездов и аварий различают: сход подвижного состава с рельсов, столкновения, наезды на препятствия на переездах, пожары и взрывы на подвижном составе, столкновение поездов между собой. Сходы с рельсов занимают лидирующее положение в числе

основных причин аварий на железнодорожном транспорте. Это может произойти при внезапном повреждении путей.

Расчет ущерба, наносимого транспортными происшествиями и иными событиями, производится путем определения размера затрат, связанных с повреждением грузовых и пассажирских вагонов, тягового подвижного состава, моторвагонного подвижного состава и рельсовых автобусов, путевых машин, элементов инфраструктуры, средств связи, работой восстановительного поезда, повреждением и потерей груза, задержками грузов и пассажиров в пути следования, нанесением вреда здоровью и жизни людей, вовлеченных в транспортные происшествия и иные события.

Основной экономический эффект может быть получен путем снижения издержек на восстановление и ремонт верхнего строения пути, а также за счет поддержания безопасности перевозочного процесса, благодаря возможности предсказания и предотвращения появления аварийных ситуаций.

Экономический эффект внедрения метода может быть получен за счет предотвращения аварийных ситуаций при внезапном разрушении рельс вследствие усталостного износа и нарушении технологий укладки рельс.

В предыдущих главах был предложен и апробирован метод, который позволяет повысить в процессе эксплуатации бесстыкового пути уровень безопасности движения по критерию устойчивости.

Применение данного метода позволит обеспечить оптимальное распределение ресурсов в необходимом объеме, при котором гарантируется поддержание необходимого уровня безопасности движения, что в итоге и создает экономический эффект. Экономический эффект включает в себя следующие составляющие:

- минимизация затрат на ликвидацию ущерба, возникшего в следствии потери устойчивости пути;
- снижение непроизводительных затрат;

- снижение издержек, возникших вследствие неверного решения.

Для оценки экономической эффективности предлагаемого способа, направленного на повышение безопасности движения за счет своевременного обнаружения участков пути с несоответствующей действительной температурой закрепления рельсов, в соответствии с [45] и [46] применяется показатель эффективности - чистый дисконтированный доход (далее ЧДД) и срок окупаемости затрат.

Чистый дисконтированный доход определяется по формуле:

$$\text{ЧДД} = \sum (\Pi_t - O_t) \cdot (1 + r)^{-t} \quad (30)$$

где  $\Pi_t$  – притоки денежных средств работы в году  $t$ ;

$O_t$  – оттоки денежных средств работы в году  $t$ ;

$t$  – текущий год планирования;

$r$  – ставка дисконтирования. Принимается равной ключевой ставке Банка России, составляет 4,5 %.

Срок окупаемости ( $T_{\text{ок}}$ ) определяется по формуле:

$$T_{\text{ок}} = t + \frac{\text{ЧДД}_t}{\text{ЧДД}_{t+1} - \text{ЧДД}_t} \quad (31)$$

где  $t$  – год, для которого сумма дисконтированного денежного потока, рассчитанная нарастающим итогом, еще отрицательна

$t + 1$  – год, для которого сумма дисконтированного денежного потока, рассчитанная нарастающим итогом, становится положительной.

## 6.2 Расчет экономической эффективности

Эксплуатационная длина железных дорог общего пользования в России составляет свыше 87 тыс. км. В среднем вес грузового поезда на российских железных дорогах составляет 4500 т, при этом состав состоит из около 70 вагонов. В начале третьего тысячелетия средняя скорость движения пассажирских поездов на железных дорогах России составляла 47 км/ч, что было почти в 4 раза ниже, чем в странах Западной Европы. Такие низкие скорости на железных дорогах России были обусловлены износом подвижного состава, состоянием путей, а также тихоходным графиком движения поездов. Однако в последние годы наметилась тенденция к улучшению координации железнодорожного планирования с транзитными потребностями европейских и азиатских стран.

Подвижной состав ОАО «РЖД» насчитывает следующее количество подвижного состава:

- грузовые вагоны – 196,5 тыс.;
- пассажирские вагоны – 20 тыс.;
- пригородные пассажирские вагоны – 14,0 тыс.;
- грузовые локомотивы – 12, тыс.;
- маневровые локомотивы – 6,0 тыс.;
- пассажирские локомотивы – 3,0 тыс.

Определение экономического эффекта от применения результатов работы и срока окупаемости в соответствии с рекомендациями, установленными нормативными и распорядительными документами ОАО «РЖД»

**Расчет оттоков денежных средств по инвестиционной деятельности**

Затраты на выполнение работы составляют 13600 тыс. руб. без НДС, в том числе:

- 2021 г. – 10800 тыс. руб.;
- 2022 г. – 2800 тыс. руб.

Соответственно отток денежных средств по инвестиционной деятельности работы составляет 13600 тыс. руб. без НДС.

**Расчет притоков денежных средств по операционной деятельности**

Выполнение работы направлено на повышение безопасности перевозочного процесса, за счет применения метода своевременного обнаружения участков бесстыкового пути, экспортирующихся в опасном температурном режиме.

По статистике за последние несколько лет среднегодовой ущерб ОАО «РЖД» от аварий на железных дорогах составил около 250 млн. руб. в год (по данным [48] на 2019 год). Наиболее часто встречаются отказы, связанные с потерей устойчивости пути. Средняя частота появления таких случаев 9,4 случаев в год, из них 2,4 случая привели к сходу подвижного состава с рельсов. Анализ опыта эксплуатации бесстыкового пути показывает, что сход подвижного состава ведет к значительным экономическим потерям, а также в наиболее неблагоприятных случаях к человеческим жертвам [11]. Сходы с рельсов занимают лидирующее положение ( $\approx 50\%$ ) в числе основных причин аварий на железнодорожном транспорте [49]. При этом исследования причин схода вагонов показали, что около 40% сходов происходит из-за неудовлетворительного текущего содержания железнодорожных путей, не обеспечивающего своевременное выявление и замену дефектных рельсов.

Таким образом, среднегодовой ущерб компании от аварий по причине разрушения рельсов составит:

$$250 \cdot 0,5 \cdot 0,4 = 50 \text{ млн. руб. в год.}$$

По предварительной оценке, применение разработанного метода повысит безопасность эксплуатации железнодорожного транспорта и обеспечит снижение аварийности и экономических ущербов на 5-7 %.

Ориентировочный годовой приток денежных средств по операционной деятельности работы составит:

$$50 \cdot 0,07 = 3,5 \text{ млн. руб. в год.}$$

### **Расчет показателей экономической эффективности работы**

Результаты расчета показателей эффективности данной работы приведены в таблице 13.

Срок окупаемости затрат составляет:

$$T_{\text{ок}} = t + \frac{\text{ЧДД}_t}{\text{ЧДД}_{t+1} - \text{ЧДД}_t} = 5 + \frac{1716,81}{3774,33 - 1716,81} = 5,8$$

Согласно п.п. 3.15 - 3.16 «Методических подходов при оценке эффективности работ плана научно-технического развития ОАО «РЖД», утвержденных распоряжением №2666/р от 26.12.2016 работа признается эффективной, если:

- ЧДД > 0 за период горизонта планирования;
- срок окупаемости достигнут в течение периода горизонта планирования.

Таблица 13 – Расчет чистого дисконтированного дохода и срока окупаемости работы

	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032
<b>Инвестиционная деятельность</b>												
<i>Отток денежных средств</i>												
Затраты на разработку проекта	10800	2800										
Итого	10800	2800										
<b>Операционная деятельность</b>												
<i>Приток денежных средств</i>												
Экономия годовых эксплуатационных затрат			3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500
Итого			3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500
Ставка налога на прибыль, %	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Увеличение/уменьшение (+/-) налога на прибыль			700	700	700	700	700	700	700	700	700	700
Денежный поток по работе	-10800	-2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800
Ставка дисконтирования	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Коэффициент дисконтирования	1	0,956938	0,91573	0,876297	0,838562	0,802452	0,767897	0,73483	0,703187	0,672906	0,643929	0,6162
Дисконтированный денежный поток	-10800	-2679,43	2564,04	2453,63	2347,97	2246,87	2150,11	2057,52	1968,92	1884,14	1803	1725,36
Чистый дисконтированный доход нарастающим итогом	-10800	-13479,43	-10915,39	-8461,76	-6113,79	-3866,92	-1716,81	340,71	2309,63	4193,77	5996,77	7722,13

тыс. руб.

В итоге с учетом вышеизложенного экономический эффект от внедрения предлагаемого метода диагностики напряженного состояния бесстыкового пути составит 7,7 млн. руб., а срок окупаемости 5,8 лет.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что в качестве расчетного метода определения собственных частот наиболее подходящим является метод конечных элементов с последующим проведением модального анализа конструкции объекта исследований.

2. Результаты выполненных расчётов собственных частот и форм колебаний рельса имеют удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными, что подтверждает адекватность разработанной модели участка пути.

3. Полученная зависимость частоты первой формы собственных колебаний рельса от величины продольной силы показала достаточную для оценки продольного усилия чувствительность.

4. Разработанная методика проведения испытаний на стенде для испытаний рельсошпальных решеток позволяет определить зависимость изменения частоты собственных колебаний рельса от величины приложенной к нему продольной силы.

5. Подтверждена адекватность полученной расчетной зависимости частоты первой формы собственных колебаний рельса от приложенного к нему продольной силы.

6. Сравнение результатов расчёта по предложенной модели и результатов стендовых испытаний показало удовлетворительную сходимость полученных данных (коэффициента корреляции  $R = 0,981$ ), что свидетельствует о достаточной адекватности предложенной расчётной модели.

7. Предлагаемый способ прогнозирования работоспособности рельсов бесстыкового пути позволяет повысить безопасность движения за счет своевре-

менного обнаружения участков пути с не соответствующей нормативному значению фактической температурой закрепления рельсов.

8. Оценку фактической температуры закрепления рельсов следует определять, используя измеренную в текущий момент температуру, частоту первой формы собственных колебаний рельса и зависимость частоты собственных колебаний рельса от величины продольной силы.

9. Разработанный способ прогнозирования работоспособности рельсов бесстыкового пути рекомендуется к применению на действующем бесстыковом пути для повешения безопасности движения. Проведена технико-экономическая оценка, экономический эффект от внедрения предлагаемого способа составит 7,7 млн. руб., а срок окупаемости 5,8 лет.

10. Перспективой дальнейшей разработки темы является разработка технического решения, которое должно обеспечивать использование предлагаемого способа прогнозирования работоспособности рельсов бесстыкового пути на действующих участках пути, с учетом имеющихся особенностей инфраструктуры.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

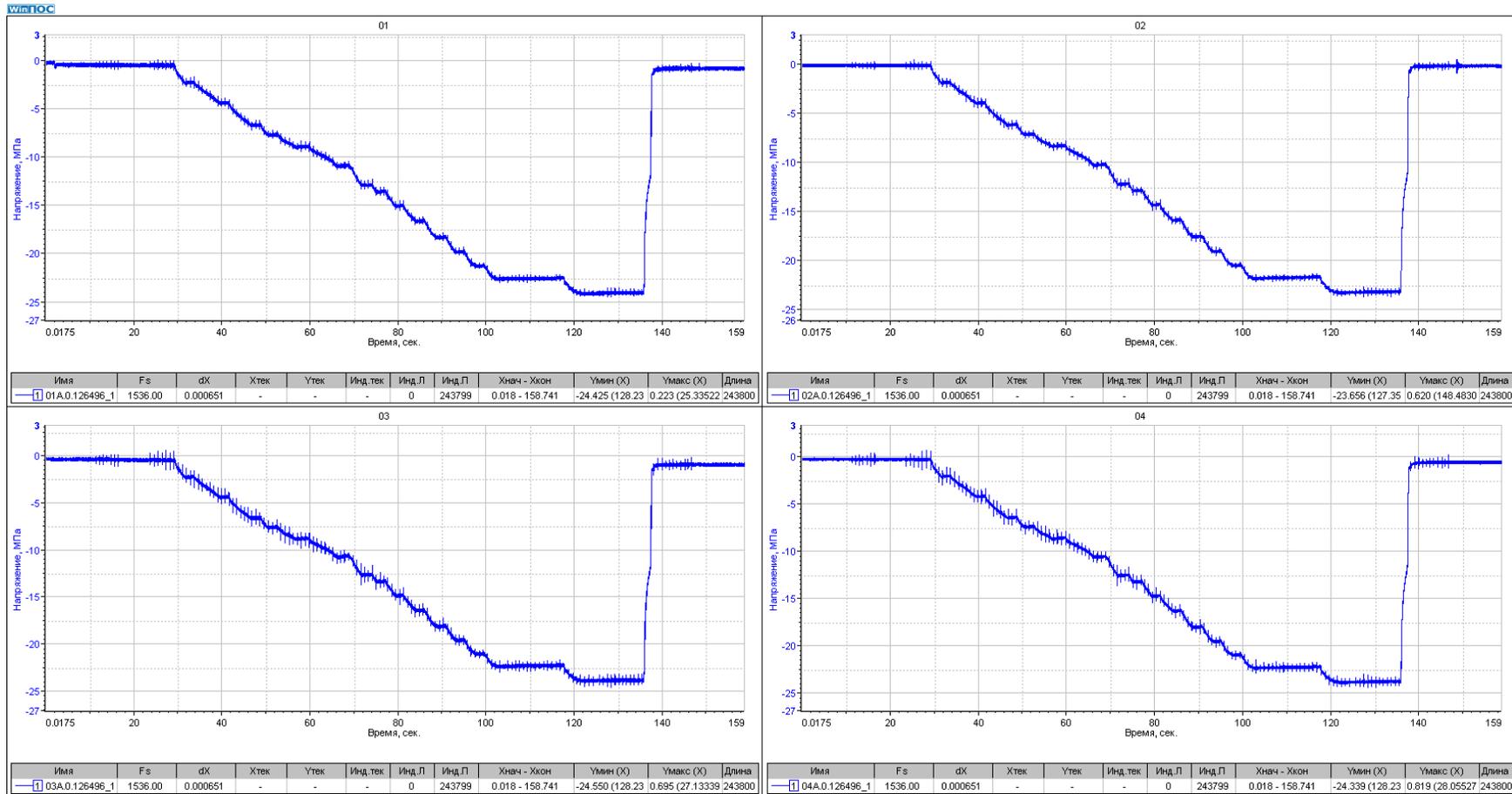


Рисунок 35 – Графики продольных напряжений в рельсе в точках 1 – 4 при его сжатии до 200 кН на стенде

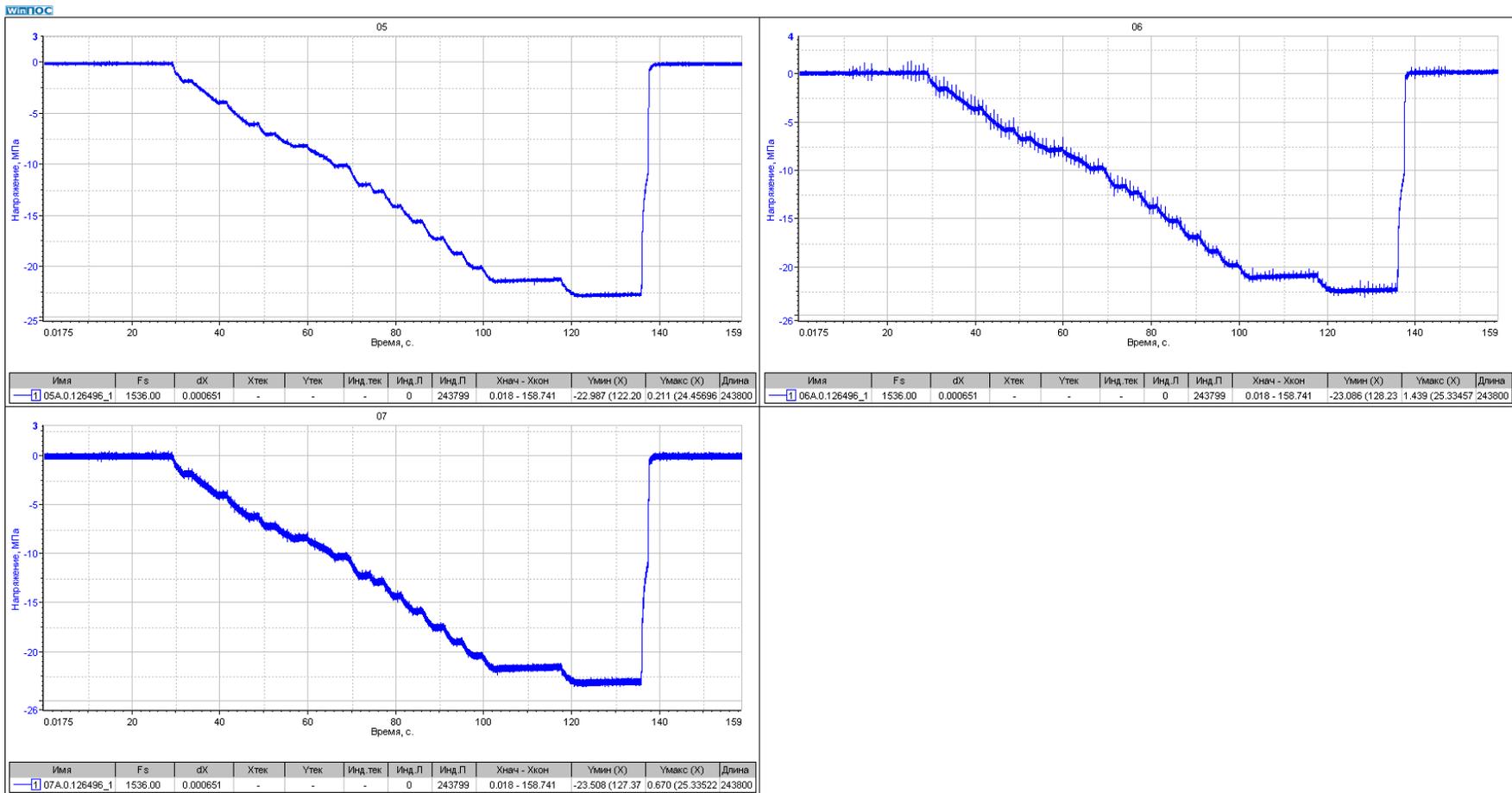


Рисунок 36 – Графики продольных напряжений в рельсе в точках 5 – 7 при его сжатии до 200 кН на стенде

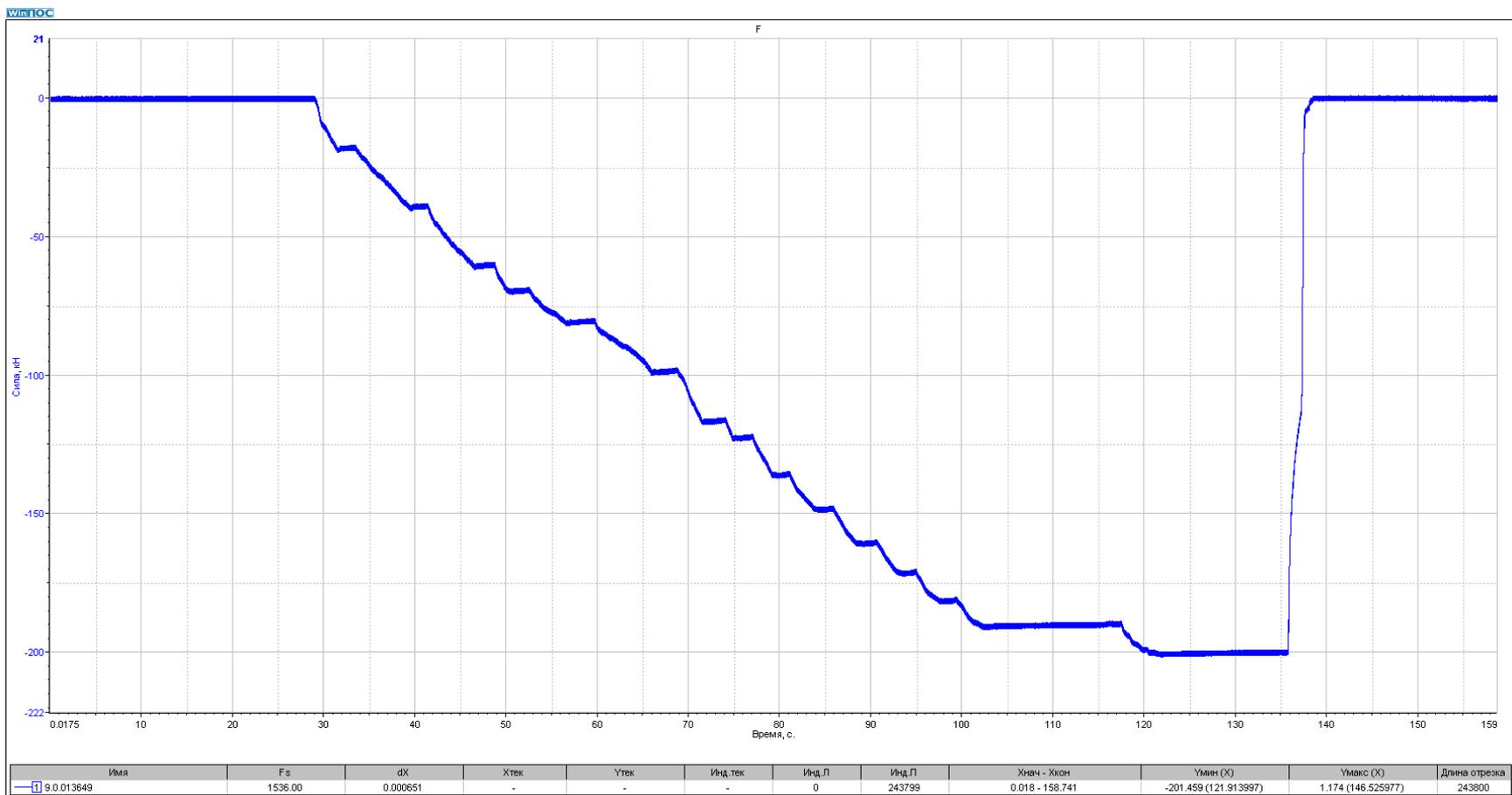


Рисунок 37 – График изменения продольного усилия на стенде при сжатии рельса

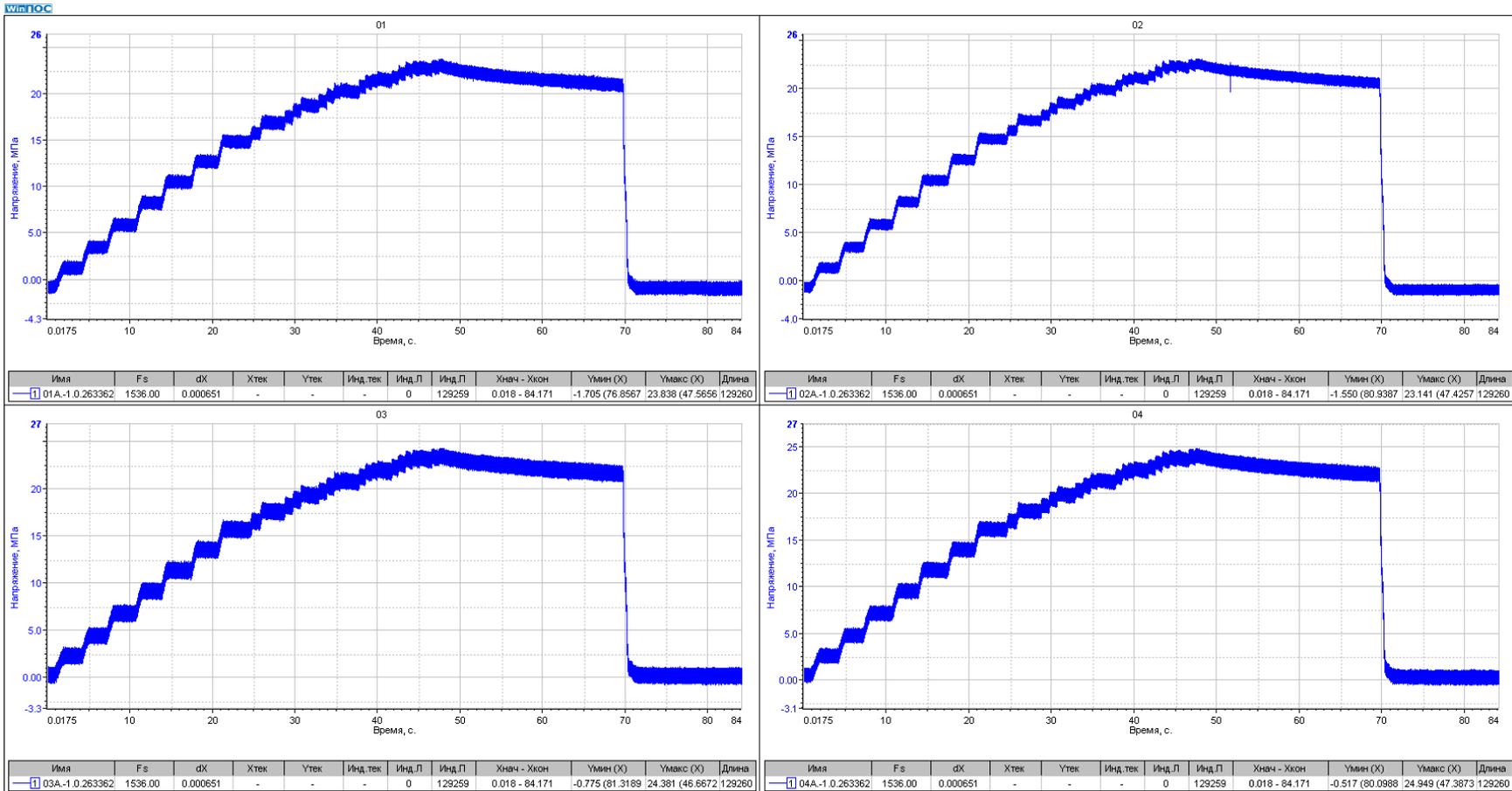


Рисунок 38 – Графики продольных напряжений в рельсе в точках 1 – 4 при его растяжении до 200 кН на стенде

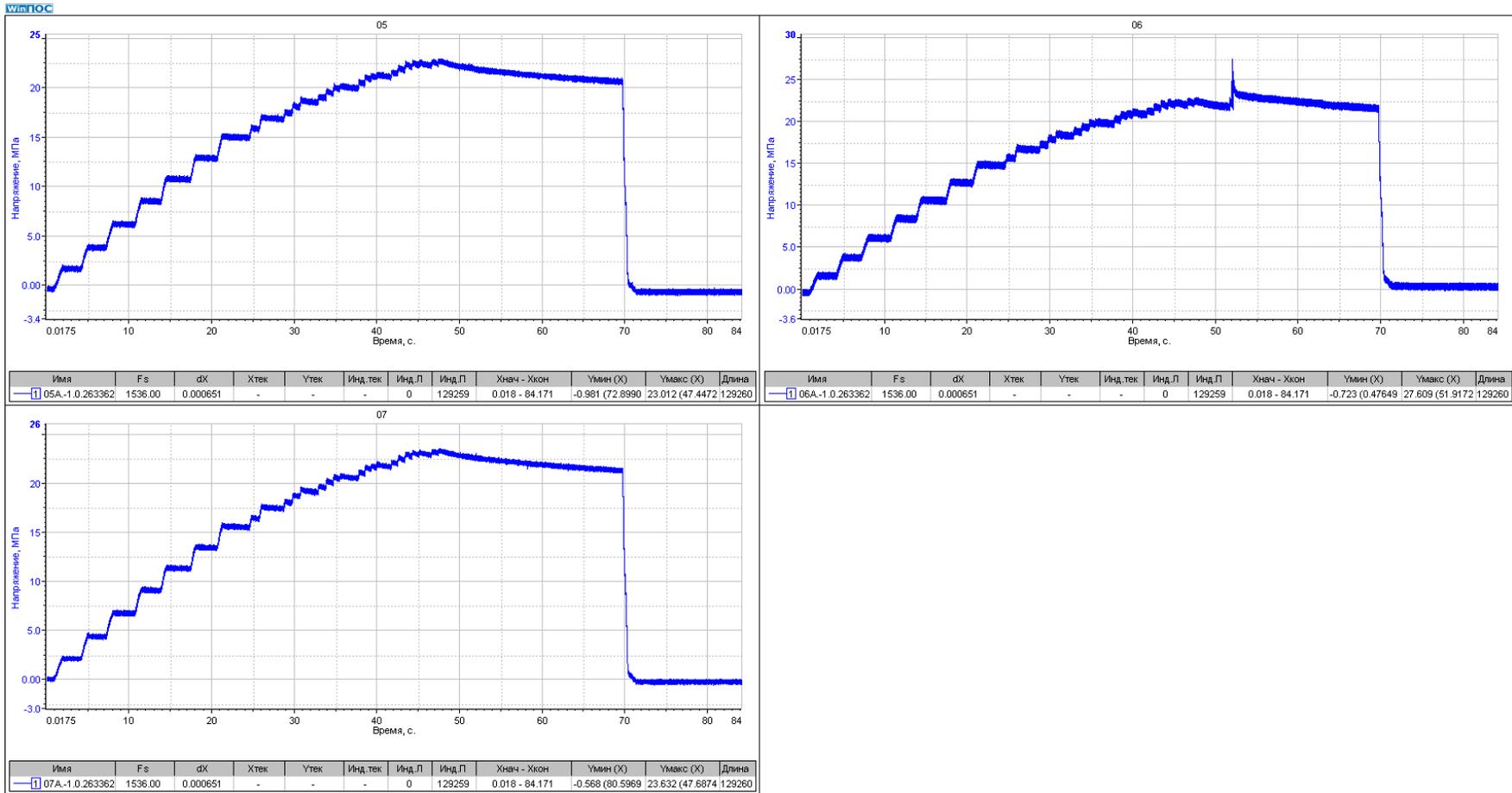


Рисунок 39 – Графики продольных напряжений в рельсе в точках 5 – 7 при его сжатии до 200 кН на стенде

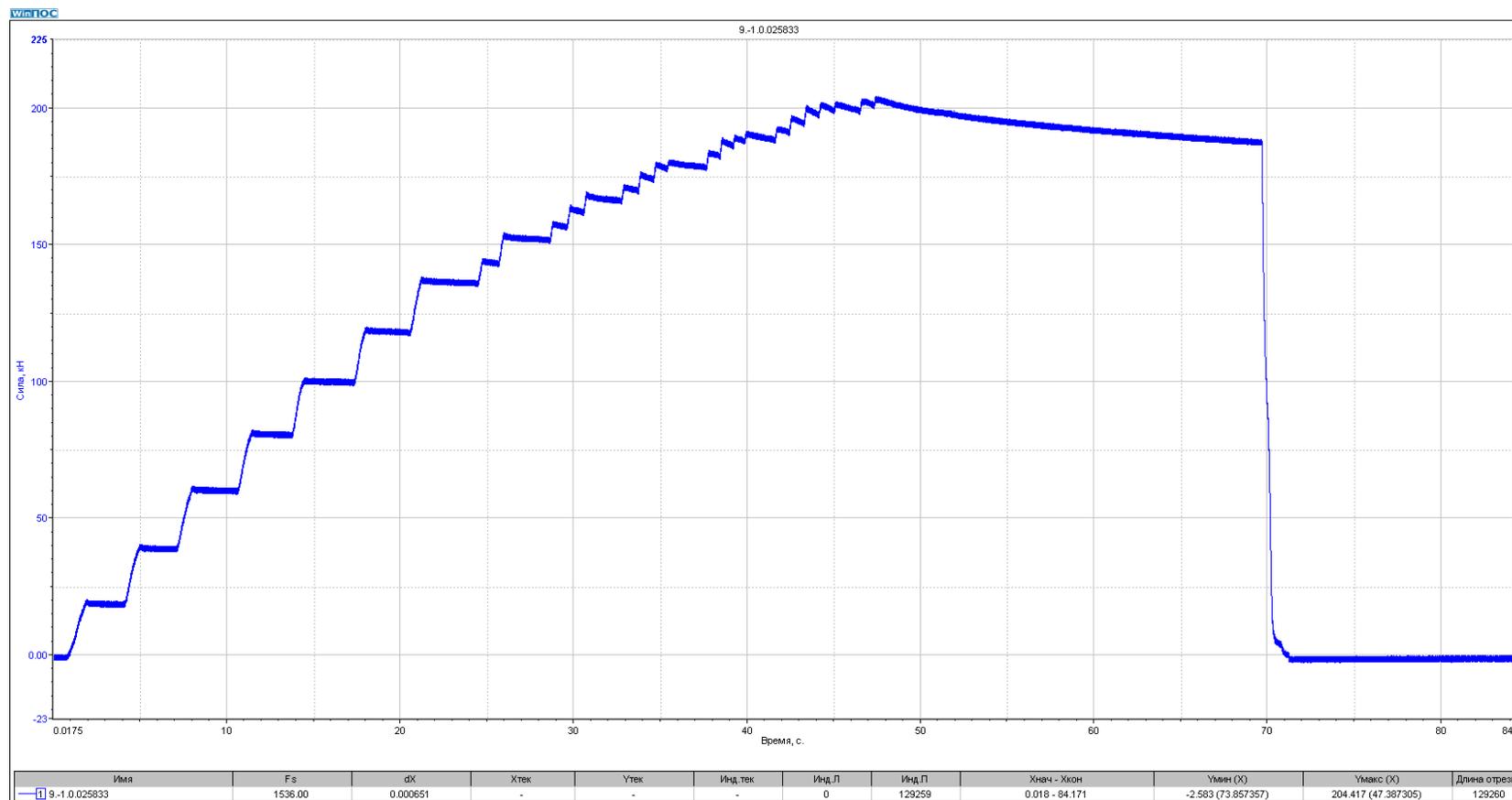


Рисунок 40 – График изменения продольного усилия на стенде при растяжении рельса

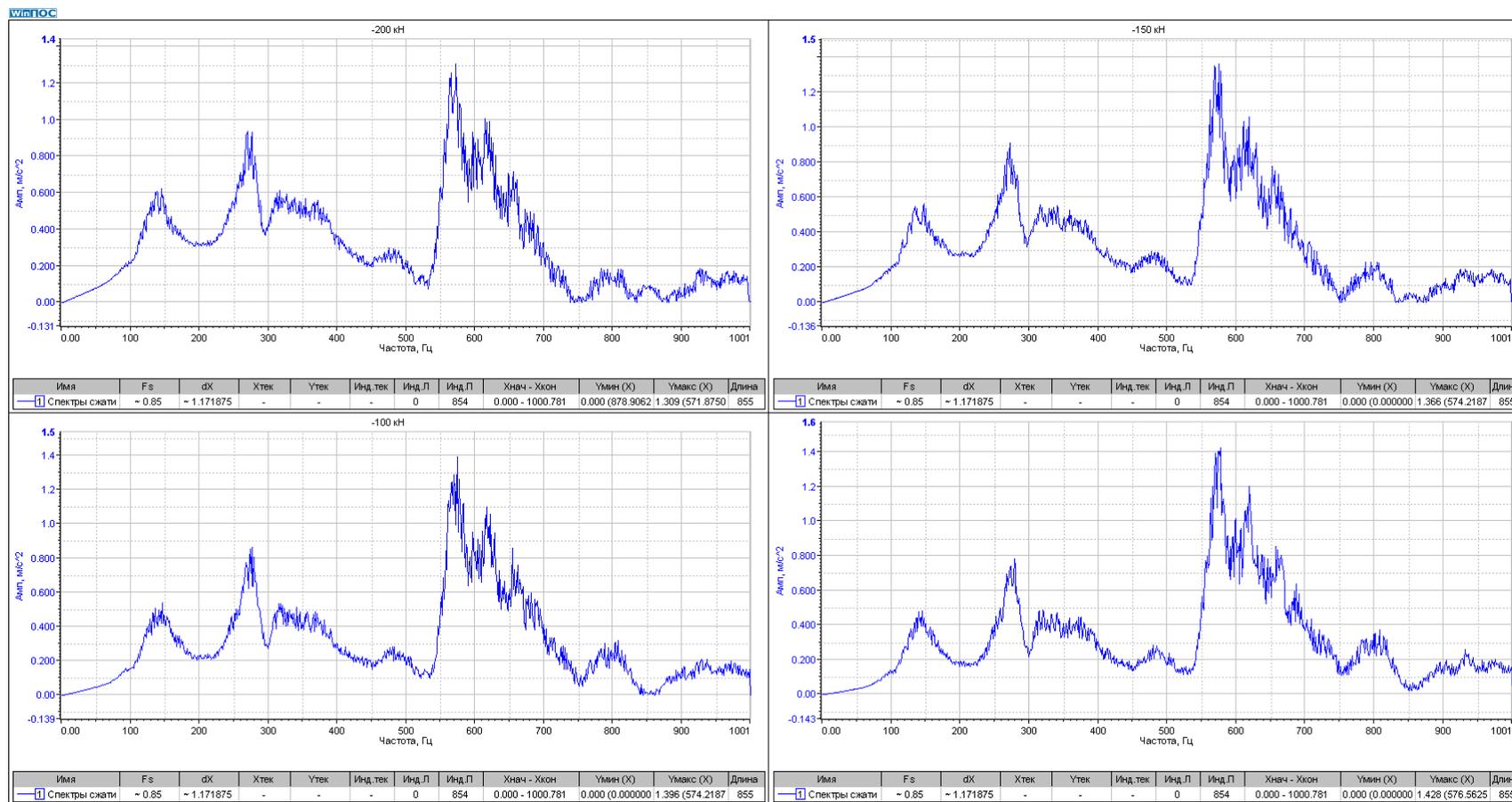


Рисунок 41 – Спектры собственных частот колебаний рельса в поперечном направлении при его сжатии усилиями 50, 100, 150, 200 кН

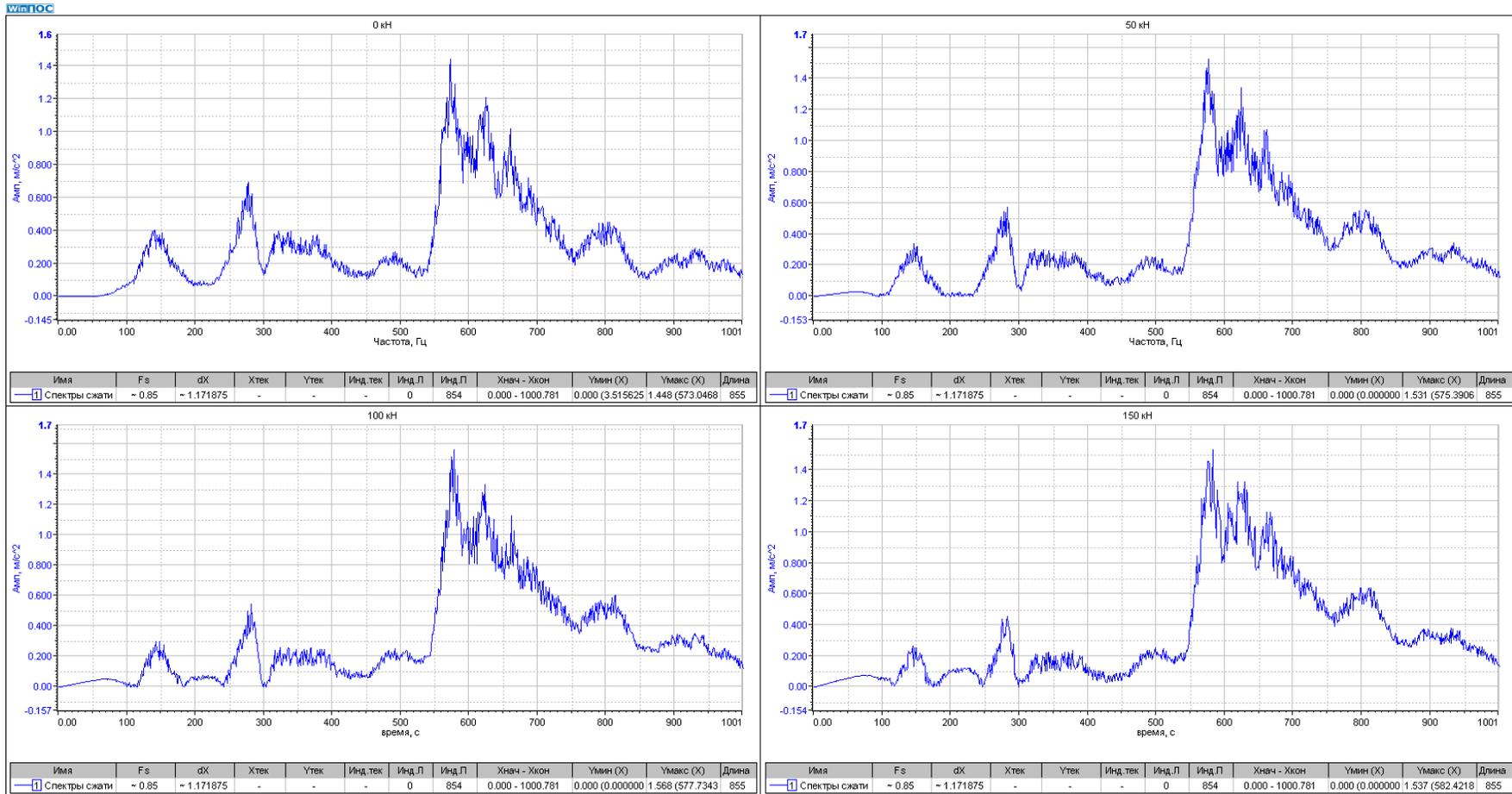


Рисунок 42 – Спектры собственных частот колебаний рельса в поперечном направлении при его растяжении усилиями 0, 50, 100, 150 кН

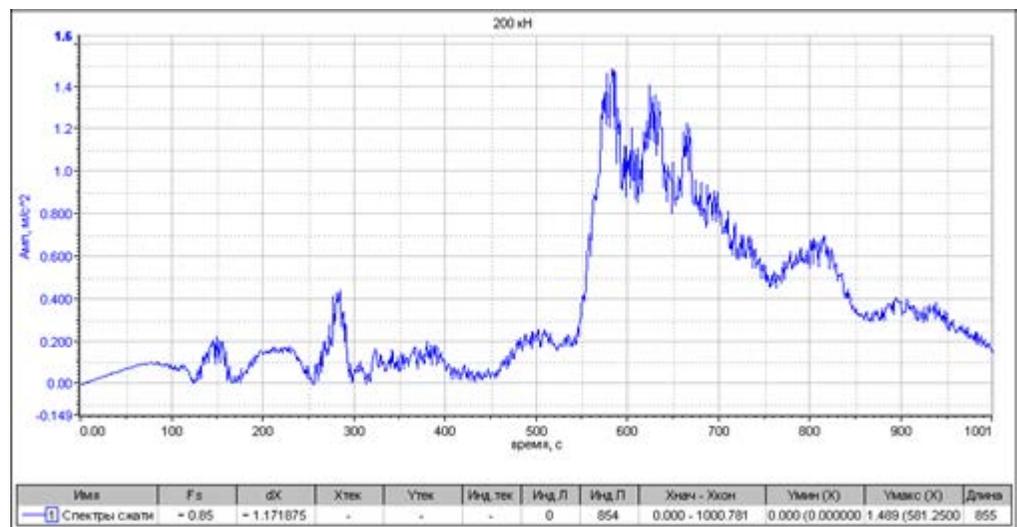


Рисунок 43 – Спектр собственных частот колебаний рельса в поперечном направлении при его растяжении усилием 200 кН

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент № 2555070 С1 Российская Федерация, МПК В61К 9/08, G01L 1/00. Способ контроля продольно-напряженного состояния рельсовых плетей бесстыкового пути : № 2014109138/11 : заявл. 11.03.2014 : опубл. 10.07.2015 / О. М. Костюк.

2. Патент № 2614744 С Российская Федерация, МПК В61К 9/08, E01В 35/00, G01N 29/12. Способ контроля устойчивости бесстыкового рельсового пути : № 2015141271 : заявл. 28.09.2015 : опубл. 29.03.2017 / В. П. Новосельцев, С. В. Елисеев, П. В. Новосельцев [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский государственный университет путей сообщения" (ФГБОУ ВО ИрГУПС).

3. Патент № 2656777 С2 Российская Федерация, МПК E01В 35/00, В61К 9/08. Способ контроля бесстыкового железнодорожного пути : № 2017114064 : заявл. 21.04.2017 : опубл. 06.06.2018 / А. В. Сисюк.

4. Патент № 2521114 С1 Российская Федерация, МПК E01В 35/12. Способ контроля рельсовых плетей бесстыкового железнодорожного пути : № 2012157562/11 : заявл. 27.12.2012 : опубл. 27.06.2014 / В. А. Ключко, В. С. Фадеев, О. В. Штанов [и др.] ; заявитель Открытое акционерное общество "Объединенные электротехнические заводы" (ОАО "ЭЛТЕЗА").

5. Патент № 2617315 С Российская Федерация, МПК E01В 35/00, В61К 9/08. Способ оценки запаса устойчивости бесстыкового железнодорожного пути : № 2016104118 : заявл. 09.02.2016 : опубл. 24.04.2017 / В. С. Фадеев, Ю. В. Обо-

довский, Ю. С. Данилов [и др.] ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Патентное бюро" (ООО "Патентное бюро").

6. Патент № 2687852 С1 Российская Федерация, МПК G01L 1/22, B61K 9/08, E01B 35/00. Способ определения выброса плетей бесстыкового железнодорожного пути : № 2018125408 : заявл. 10.07.2018 : опубл. 16.05.2019 / Г. Л. Аккерман, М. А. Мыльникова ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Уральский государственный университет путей сообщения" (УрГУПС).

7. Патент № 2640492 С1 Российская Федерация, МПК B61K 9/08, E01B 35/00. Способ контроля механических напряжений рельсовых плетей в условиях наличия магнитных и температурных полей методом шумов Баркгаузена и устройство для его осуществления : № 2016135313 : заявл. 31.08.2016 : опубл. 09.01.2018 / В. С. Фадеев, Д. Е. Егоров, О. В. Штанов, Н. М. Паладин ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Информационные технологии" (ООО "ИнфоТех").

8. Патент № 2478153 С2 Российская Федерация, МПК E01B 19/00, E01B 29/44, E01B 31/06. Способ определения механических напряжений в рельсовой плети и устройство для его осуществления : № 2011119681/11 : заявл. 16.05.2011 : опубл. 27.03.2013 / Г. Л. Аккерман, С. Г. Аккерман, Б. С. Сергеев, Ю. А. Смирнов ; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Уральский государственный университет путей сообщения" (УрГУПС).

9. Савин, А. В. Напряженное состояние рельсовой плети и методы его определения : специальность 05.22.06 «Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Савин Александр Владимирович. – Москва, 2002. – 160 с.

10. Карпов, И. Г. Обеспечение устойчивости бесстыкового пути в сложных условиях эксплуатации : специальность 05.22.06 «Железнодорожный путь, изыс-

кание и проектирование железных дорог» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Карпов Иван Геннадьевич. – Иркутск, 2012. – 105 с.

11. Суслов, О. А. Функциональная безопасность эксплуатации бесстыкового пути : специальность 05.22.06 «Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Суслов Олег Александрович. – Москва, 2017. – 241 с.

12. Kish, A. New techniques for rail longitudinal force measurement and rail restraint capacity evaluations [Текст] / A. Kish, M. Coltman. // American Railway Engineering Association Bulletin. – 1990. – № 727

13. Клюев, В. В. Магнитные методы контроля [Текст] / В. В. Клюев, В. Ф. Мужичкий, Э. С. Горкунов, В. Е. Щербинин // Неразрушающий контроль: Справочник; под ред. Клюева В. В. Т.6. Кн.1. 2-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2006. – 832 с

14. Акустоупругость как способ измерения механических напряжений [Текст]. Сборник статей; под ред. Н. Е. Никитиной. – Н. Новгород: ТАЛИАМ, 2010. – 128 с.

15. Карабутов, А. А. Лазерно-ультразвуковая диагностика продольных напряжений рельсовых плетей [Текст] / А. А. Карабутов А. Н. Жаринов, А. Ю. Ивочкин, А.Г. Капильный, А.А. Карабутов (мл.), Д.М. Ксенофонтов, И.А. Кудинов, В.А. Симонова, В.Н. Мальцев // Управление большими системами: Сб. трудов. – в. 38. – 2012. – С. 183-204.

16. Патент на полезную модель № 164233 U1 Российская Федерация, МПК G01N 29/04. Устройство неразрушающего контроля напряженного состояния рельсовых плетей бесстыкового пути : № 2016107599/28 : заявл. 02.03.2016 : опубл. 20.08.2016 / А. А. Карабутов, В. А. Симонова, О. А. Суслов, А. А. Новиков ; заявитель Акционерное общество "Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта".

17. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1978 — Т. 1. Колебания линейных систем/Под ред. В. В. Болотина. 1978. - 352 с.

18. Инструкция по устройству, укладке, содержанию и ремонту бесстыкового пути. Распоряжение № 2544р от 14.12.2016 г.

19. ГОСТ 33320-2015 Шпалы железобетонные для железных дорог. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2019. – 27 с.

20. ГОСТ 26633-2015. Бетоны тяжелые и мелкозернистые. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2019. – III, 11, [1] с.

21. СП 41.13330.2012. Бетонные и железобетонные конструкции гидротехнических сооружений. Актуализированная редакция СНиП 2.06.08-87 (с Изменением N 1). – М., 2012. – IV, 67, [1] с.

22. ГОСТ 16277- 2016 Подкладки раздельного скрепления железнодорожного пути. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2019. – 16 с.

23. ГОСТ Р 56291-2014 Прокладки рельсовых скреплений железнодорожного пути. Технические условия (с Поправкой). – М.: Стандартинформ, 2015. – III, 28, [1].

24. ГОСТ Р 51685-2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия (с Изменением N 1). – М.: Стандартинформ, 2014. – V, 114, [1].

25. Общая теория статистики : [Учеб. для вузов по направлению и спец. "Статистика"] / И. И. Елисеева, М. М. Юзбашев; Под ред. И. И. Елисеевой. - М. : Финансы и статистика, 1995. – 366.

26. Васидзу, К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / К. Васидзу; Перевод с англ. В. В. Кобелева, А. П. Сейраняна; Под ред. Н. В. Баничука. - М. : Мир, 1987. - 542 с.

27. Бате, Клаус-Юрген. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон; Перевод с англ. А. С. Алексеева и др. - М. : Стройиздат, 1982. - 447 с.

28. ANSYS 8.1 ANSYS. Документация.

29. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1993. - 639 с.
30. Крейнис, З. Л. Бесстыковой путь : учебное пособие / З. Л. Крейнис, Н. Е. Селезнева ; под редакцией З. Л. Крейниса. — Москва : , [б. г.]. — Часть 1 : Как устроен и работает бесстыковой путь — 2009. — 84 с.
31. «Технические условия на укладку и содержание бесстыкового пути», 1963
32. «Технические указания по укладке и содержанию бесстыкового пути», 1982
33. «Технические указания по устройству, укладке, содержанию и ремонту бесстыкового пути», 2000
34. Мищенко, К. Н. Бесстыковой рельсовый путь [Текст] / проф. К. Н. Мищенко, д-р техн. наук. - Москва : изд-во и 1-я тип. Трансжелдориздата, 1950. – 88 с.
35. Бромберг, Е. М. Устойчивость бесстыкового пути [Текст] / Е. М. Бромберг – М.: Транспорт. – 1966. – 67 с.
36. Виногоров, Н. П. Влияние разового воздействия боковой нагрузки от подвижного состава на устойчивость бесстыкового пути [Текст] / Н. П. Виногоров // Совершенствование конструкции и эксплуатации бесстыкового пути: Сб. науч. трудов. – М.: Транспорт. – 1988. – С. 20-29.
37. Виноградов, В. В. Расчеты и проектирование железнодорожного пути [Текст]: учебное пособие для студентов вузов ж.-д. трансп. / В. В. Виноградов, А. М. Никонов, Т. Г. Яковлева [и др.]; под ред. В. В. Виноградова и А.М. Никонова. – М.: Маршрут. – 2003. - 486 с.
38. ГОСТ Р 55056-2012. Транспорт железнодорожный. Основные понятия. Термины и определения [Текст] – М.: Стандартинформ, 2013. – IV, 49, [1] с.

39. Виногоров, Н. П. Определение напряженного состояния плетей. [Текст] / Н.П. Виногоров, А.В. Савин // Путь и путевое хозяйство. – 2001. – № 4. – С.16–20.

40. Патент № 2457969 С1 Российская Федерация, МПК В61К 9/08, Е01В 35/00. Способ определения состояния рельсошпальной решетки бесстыкового железнодорожного пути : № 2011110220/11 : заявл. 17.03.2011 : опубл. 10.08.2012 / В. В. Атапин, В. В. Ершов, А. М. Панов, Ю. А. Седелкин ; заявитель Закрытое акционерное общество Научно-производственный центр информационных и транспортных систем (ЗАО НПЦ ИНФОТРАНС).

41. Kish, A. New techniques for rail longitudinal force measurement and rail restraint capacity evaluations [Текст] / A. Kish, M. Coltman. // American Railway Engineering Association Bulletin. – 1990. – № 727.

42. Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения [Текст] : конструкция и содержание железнодорожной инфраструктуры : [сборник статей] / [М. Роуни и др. ; пер. с англ.: ООО "Интекст" и С. М. Захаров] ; Междунар. асоц. тяжеловесного движения. - Москва : Интекст, 2012. - 567 с.

43. Нуссбаумер, Г. Быстрое преобразование Фурье и алгоритмы вычисления сверток / Г. Нуссбаумер; Перевод с англ. Ю. Ф. Касимова, И. П. Пчелинцева; Под ред. В. М. Амербаева, Т. Э. Кренкеля. - М. : Радио и связь, 1985. - 248 с.

44. Патент № 2670723 С1 Российская Федерация, МПК G01L 1/00. Способ определения напряженно-деформированного состояния различных упругих объектов : № 2017144958 : заявл. 21.12.2017 : опубл. 24.10.2018 / А. Л. Бидуля, Г. М. Волохов, М. Н. Овечников [и др.] ; заявитель Акционерное общество Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (АО "ВНИКТИ").

45. «Методические подходы при оценке эффективности работ плана научно-технического развития ОАО «РЖД». Утверждены распоряжением вице-президента ОАО «РЖД» Гапановичем В.А. №2666/р от 26 декабря 2016г.

46. Методическими рекомендациями по оценке инвестиционных проектов на железнодорожном транспорте. М. Утверждены указанием МПС РФ от 31.08.1998г. №В-1024у.

47. ГОСТ 33433-2015. Безопасность функциональная. Управление рисками на железнодорожном транспорте. – М.: Стандартиформ, 2020. – IV, 34, [1] с.

48. Информационное агентство РЖД-Партнер: [сайт]. – Москва – URL: <https://www.rzd-partner.ru/>. – Текст: электронный.

49. Парнюк, С. М. Уйти от зоны риска / С. М. Парнюк // Локомотив. – 2019. – № 9(753). – С. 2-5.

50. Ефремов, А. Ю. Возможности применения технологии DAS на железных дорогах Северной Америки / А. Ю. Ефремов // Железные дороги мира. – 2019. – № 1. – С. 64-73.