

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный университет путей сообщения»
ФГБОУ ВПО «СамГУПС»

На правах рукописи



НАСРЕТДИНОВ РУСЛАН ФАНАВИСОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ТОКОСЪЁМА
ПРИ СКОРОСТНОМ ДВИЖЕНИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ПРИ ПОМОЩИ ПРУЖИННЫХ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫХ
ДЕМПФЕРОВ И КОМПЕНСАТОРОВ**

Специальность 05.22.07 –

Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Загорский Владимир Алексеевич

Самара - 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1 Анализ параметров, показателей и характеристик системы контактная подвеска-токоприёмник.....	11
1.1 Параметры цепных контактных подвесок, определяющие качество токосъёма	12
1.2 Показатели и характеристики различных типов контактных подвесок	16
1.3 Влияние автоколебаний и вибрации проводов контактной подвески на качество токосъёма.....	24
1.4 Особенности работы демпферов, компенсаторов и токоприёмников высокоскоростных контактных подвесок	36
1.5 Выводы и постановка научно-технических задач	44
2 Разработка и исследование пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети.....	46
2.1 Пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети	46
2.2 Имитационное моделирование параметров работы демпфера и пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при линейном и нелинейном сопротивлении	56
2.2.1 Моделирование работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при линейном сопротивлении	57
2.2.2 Моделирование работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при нелинейном сопротивлении.....	61

2.2.3 Моделирование работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети на жидкостно-газовой рабочей среде.....	63
2.3 Экспериментальная оценка результатов моделирования параметров работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети	67
2.3.1 Описание экспериментальной установки.....	67
2.4 Выводы по второй главе	70
3 Разработка методов описания волновых и колебательных процессов в контактной подвеске с пружинным жидкостно-газовым демпфером и компенсатором.....	70
3.1 Метод электрических аналогий	70
3.2 Моделирование статических параметров контактной подвески.....	75
3.3 Моделирование нелинейных колебаний контактной подвески.....	80
3.4 Моделирование волновых процессов в контактном проводе	87
3.5 Моделирование динамических параметров контактной подвески с использованием устройства демпфирования и компенсации натяжения проводов и тросов контактной сети	93
3.6 Выводы по третьей главе	96
4 Методика расчёта и проектирования пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети	97
4.1 Исходные данные для расчёта и проектирования пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети	97
4.2 Проектирование дросселирующих систем пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети.....	100
4.3 Выводы по четвёртой главе.....	104
5 Технико-экономическое обоснование целесообразности внедрения пружинного жидкостно-газового амортизатора.....	105

5.1 Определение сметной стоимости пружинного жидкостно-газового амортизатора.....	105
5.2 Определение дополнительных эксплуатационных расходов пружинного жидкостно-газового амортизатора.....	108
5.3 Определение экономической эффективности внедрения пружинного жидкостно-газового амортизатора.....	109
Заключение	111
Список литературы	113

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Использование электрифицированного подвижного состава на железнодорожном транспорте позволяет повысить скорость движения подвижного состава и сократить время доставки пассажиров и грузов, достигая высокого социального и экономического эффекта.

На современном этапе развития железнодорожного транспорта повышением скорости движения занимаются во многих развитых странах. При этом основной трудностью является обеспечение надёжного токосъёма на высоких скоростях в условиях нестабильности параметров системы контактная подвеска-токоприёмник, вызванной недостаточным совершенством её конструкции, износом, вредным воздействием окружающей среды и иными факторами.

В системе контактная подвеска-токоприёмник первый элемент является наиболее дорогостоящим и сложным, подвергаемым жёстким условиями эксплуатации. Ввиду большой территориальной протяжённости нашей страны и развитой сети железных дорог полная модернизация контактных сетей для высокоскоростного движения связана с огромными затратами, поэтому внедрение более совершенных устройств компенсации натяжения проводов и тросов существующих в настоящее время контактных сетей приобретает значимую актуальность.

Степень разработанности темы исследования. Вопросам повышения эффективности токосъема и совершенствованию контактных подвесок посвящено большое число работ российских и иностранных учёных. Стоит отметить труды следующих специалистов: И.И. Власова, К.Г. Марквардта, Г.Г. Марквардта, В.П. Шурыгина, В.Л. Григорьева, А.В. Плакса, Л.Н. Решетова, Д.К. Томляновича, В.П. Михеева, А.И. Гукова, В.А. Вологина, А.Т. Демченко, Г.П. Маслова, В.Н. Яковлева, В.А. Нехаева, А.А. Кудрявцева, В.И. Подольского, В.Я. Берента,

О.А. Сидорова, А.В. Ефимова, А.Г. Галкина, В.Н. Ли, М. Зюберкрюба, И. Кумезава, М. Сибата, Р. Мориса, Г. Ниблера, Л. Паскуичи, Л. Помакова, З. Фидриха, А. Шмидера, А. Чиприани, Ф. Кислинга и других авторов, отмечавших необходимость выравнивания эластичностей в пролетах контактных подвесок, снижению сосредоточенных масс, увеличению гололедо- и ветроустойчивости.

Контактные подвески скоростного движения характеризуются повышенными динамическими нагрузками от воздействия токоприемников. Кроме того, в условиях континентального климата России возникают дополнительные нагрузки как на устройства компенсации натяжения проводов и тросов, так и опорно-поддерживающие сооружения, из-за значительных продольных перемещений проводов и тросов. Значительные ветровые нагрузки на открытых пространствах вызывают появление автоколебаний и вибраций проводов. Также спецификой является наличие парка токоприемников устаревшей конструкции. Приведённые факторы заставляют искать решение задачи повышения стабильности токосъёма с учётом экономической целесообразности. Решение этой задачи непосредственно связано с улучшением статических и динамических характеристик скоростных контактных подвесок.

Ввиду сказанного, научный и практический интерес представляет исследование и разработка устройств компенсации натяжения проводов и тросов, обладающие свойством гашением колебаний контактной подвески в условиях воздействия движущихся токоприёмников и аэродинамического воздействия.

Для этого чаще всего используются простые системы роликов и тросов, связывающие грузы с объектами натяжения. Инерционность таких систем при прохождении подвижного состава способствует появлению автоколебаний контактной подвески, что требует наличия успокоителей колебания грузов. Кроме то-

го, при использовании данных систем остро встает вопросов габаритов и наличия значительной массы.

Существующие пневматические автоматические демпферы и компенсаторы не компенсируют автоколебания контактной подвески в достаточной степени.

Контактные подвески скоростного движения требуют гашения колебаний в широких пределах воздействия аэродинамических нагрузок и токоприёмников в условиях малых размеров и небольших масс. Это требует дальнейшего исследования и разработки комбинированных пружинных жидкостно-газовых демпферов и компенсаторов натяжения проводов и тросов контактной сети.

Цель диссертационной работы – повышение качества токосъёма при высоких скоростях движения, за счет совершенствования устройств компенсации натяжения проводов и тросов и демпфирования колебаний контактной подвески.

Исходя из цели работы, для её реализации были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработать и исследовать пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети;
2. Разработать математические модели работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора при линейном и нелинейном сопротивлении;
3. Усовершенствовать метод электрических аналогий для моделирования нелинейных колебаний и волновых процессов в проводах и тросах контактной подвески;
4. Разработать математические модели волновых и колебательных процессов в контактной подвеске с пружинным жидкостно-газовым демпфером и компенсатором;
5. Разработать методику расчёта пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

1. Разработан и исследован пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети;
2. Разработаны математические модели работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора при линейном и нелинейном сопротивлении;
3. Разработаны математические модели волновых и колебательных процессов в контактной подвеске с пружинным жидкостно-газовым демпфером и компенсатором;
4. Разработаны методики расчёта пружинных жидкостно-газовых демпферов и компенсаторов натяжения проводов и тросов контактной сети.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. Разработан пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети;
2. Введены математические модели работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора при линейном и нелинейном сопротивлении;
3. Усовершенствован метод электрических аналогий для моделирования нелинейных колебаний и волновых процессов в проводах и тросах контактной подвески;
4. Введены математические модели нелинейных колебаний проводов и тросов контактной подвески с пружинными жидкостно-газовыми демпферами и компенсаторами натяжения проводов и тросов контактной сети;
5. Введены математические модели нелинейных волновых процессов в контактной подвеске с пружинными жидкостно-газовыми демпферами и компенсаторами натяжения проводов и тросов контактной сети;
6. Получены рекомендации по выбору параметров пружинных жидкостно-газовых демпферов и компенсаторов натяжения проводов и тросов контактной сети, обеспечивающие наибольшую стабильность токосъёма.

Методы исследования. Математический аппарат волновых и колебательных процессов, метод аналитических моделей, методами численного решения алгебраических и дифференциальных уравнений, метод электрических аналогий механических колебаний, реализованный в среде MicroCap.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети;
2. Результаты моделирования работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора при линейном и нелинейном сопротивлении;
3. Математические модели нелинейных колебательных и волновых процессов в контактной подвеске с пружинными жидкостно-газовыми демпферами и компенсаторами натяжения проводов и тросов контактной сети;
4. Результаты моделирования нелинейных колебательных и волновых процессов в контактной подвеске с применением метода электрических аналогий, для оценки эффективность применения пружинных жидкостно-газовых демпферов и компенсаторов для подавления автоколебаний контактной подвески.

Степень достоверности и апробация работы

Достоверность работы подтверждается корректным использованием математических методов, известных физических законов и существующих экспериментальных данных.

Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на Международной научно-практической конференции в г. Омске в 2014 г., на заседаниях и расширенном заседании кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта» Самарского государственного университета путей сообщения в 2013, 2014, 2015 гг., на заседании кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта» Омского государственного университета путей сообщения в 2015 г., на заседании и расширенном заседании кафедры «Электроснабжение

транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения в 2015 г.

Публикации. Основные результаты работы опубликовано в 5 печатных работах, из них 4 публикации в изданиях, определенных ВАК Министерства образования и науки Российской Федерации. В результате диссертационного исследования получен 1 патент Российской Федерации на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, основных выводов, списка литературы, состоящего из 82 наименований. Работа изложена на 121 страницах машинописного текста, включая 61 рисунок.

1 АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ, ПОКАЗАТЕЛЕЙ И ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ КОНТАКТНАЯ ПОДВЕСКА-ТОКОПРИЁМНИК

При создании новых скоростных и высокоскоростных контактных подвесок необходимо учитывать конкретные условия их работы и принимать во внимание диапазоны скоростей, для которых они разрабатываются. Различают три главных диапазона скоростей:

- 140...160 км/ч – обычный скоростной диапазон, в этом диапазоне работают подвески Трансэлектропроекта и КС-160;
- 160...200 км/ч – скоростной диапазон, где работать подвески КС-200;
- 200...250 км/ч и выше – высокоскоростной диапазон, предназначенный для подвесок КС-250, КС-350 и других [71].

Разработка контактных подвесок для скоростей 250...300 км/ч связана с выбором конструктивных решений для демпферов и компенсаторов из условий обеспечения надежного токосъема токоприемниками пантографного типа.

Контактная сеть является стратегически важным сооружением электрифицированных железных дорог и, поэтому к её работе предъявляются повышенные требования.

Контактные сети имеют большую протяженность, работают в сложных эксплуатационных и климатических условиях. Процессы, влияющие на качество токосъема, взаимосвязаны и влияют на стабильность контакта токоприёмника и провода.

Для качественного токосъема при высоких скоростях движения подвижного состава большое значение имеет надежный контакт между токоприемником и контактным проводом, который возможен только при их постоянном механическом касании. Недостаточное контактное нажатие может вызвать появление электрической дуги, при которой происходит перегрев контактных поверхностей.

Кратковременное нарушение контакта между токоприемником и контактным проводом (в пределах 0,01...0,10 секунд) является причиной быстрого электроэрозионного износа как токоприёмника, так и контактного провода [1-3], нарушения контакта более 0,10 секунды не только увеличивают износ, но и нарушают работу электрического оборудования подвижного состава.

Значительное контактное нажатие [4] приводит к усилению механического износа контактного провода и токоприемника, а также приводит к ударам токоприёмника об элементы контактной подвески.

При постоянном механическом и электрическом контакте уменьшается износ контактного провода и токоприемника пантографного типа.

Во время движения токоприемника пантографного типа контактное нажатие постоянно изменяется из-за разности высоты контактного провода подвески над уровнем головки рельса, колебаний контактного провода, аэродинамической подъёмной силы, действующей на токоприемник и ряда других причин.

1.1 Параметры цепных контактных подвесок, определяющие качество токосъёма

Характеристики контактных подвесок обычно описывают тремя критериями: параметры подвесок, их динамические показатели, статические характеристики [14].

Параметры контактных подвесок включают: сечение провода подвески, приведенную массу подвески, высоту конструкции, длину пролета, число подрессоренных струн, расстояние между струнами, натяжение проводов и тросов контактной подвески, эластичность подвески, длины отходящих и рабочих проводов, расположение фиксаторов, контактных проводов и прочего. Статические пара-

метры имеют линейные размерности и регламентируются в соответствующей документации по эксплуатации контактной сети и высоковольтных воздушных линий [15, 16]. **Динамические** показатели контактных подвесок включают: наибольшие отжатия проводов под опорами, скорость распространения вертикальной волны в проводах и тросах подвески, коэффициент отражения, коэффициент Доплера, коэффициент усиления, коэффициент вязкого трения, собственная жесткость проводов и тросов, критическая скорость контактных подвесок, декремент затухания колебаний, износ контактных проводов. **Статические** параметры подвесок включают: линии влияния отжатия проводов, трансформирование стрел провеса контактного провода и несущего троса, уклоны контактного провода, изменение высотного положения контактного провода по отношению к рельсу, натяжения проводов и тросов контактной подвески, функции отжатия проводов, изменение эластичности контактной подвески.

Высота подвеса контактного провода даёт возможность определить техническое состояние контактной подвески и влияние температуры на провисание.

Для полностью компенсированной подвески высота контактного провода является постоянной величиной [10].

Функции отжатия (отклонения) контактной подвески от положения равновесия проверяются на наличие линейной зависимости, которая определяет на характер вертикальных колебаний проводов и на присутствие сухого трения. Тангенс наклона кривой этой зависимости позволяет оценивать жесткость подвески в точке построения данной функции. Функция, полученная под действием силы, направленной вниз, описывает собственные и вынужденные колебания подвески.

Эластичность подвески – это значение вертикального смещения проводов под действием единичной силы, приложенной снизу вверх, обратная величина называется жесткостью. Жесткость (эластичность) контактной подвески не является постоянной вдоль пролета. Она определяется регулировкой проводов контактной подвески, присутствием сосредоточенных масс (фиксирующих и стыковых зажимов, электрических соединителей). Под крепёжными узлами жесткость

обычно выше, нежели в середине пролета. Возрастает она также на сопряжениях и воздушных стрелках. Места с повышенной жесткостью вызывают механический износ элементов контакта, ударные нагрузки, отрывы, приводящие к дальнейшей декларации контактной подвески. Регулирование жесткости по длине пролета повышает качество токосъема.

Жесткость контактной подвески c_k является наиболее распространенным параметром, которым повсеместно пользуются для оценки статических характеристик той или иной подвески [8]. Нахождение c_k не представляет сложностей при экспериментальных исследованиях, так как жесткость представляет собой отношение силы F_0 к перемещению контактного провода ψ , вызванному этой силой. Кроме того, вместо параметра c_k , на практике достаточно часто вводят понятие эластичности контактной подвески η – величины, обратной c_k .

Натяжение контактных проводов и тросов. Натяжение несущего троса и контактного провода в компенсированной подвеске указывается в проектной документации на данную подвеску, и зависит от материала и сечения проводов. При этом оно не должно превышать 90%, максимального допустимого натяжения некомпенсированного несущего троса той же маркировки и сечения.

Декремент колебаний подвески. Демпфирующая способность подвески может оказывать значительное влияние на качество токосъема и колебания подвески под действием ветра в режиме незатухающих колебаний. На практике и теории пользуются логарифмическим декрементом колебаний [10]. Этот показатель применяется только для качественного сравнения разрабатываемых конструкций, причем рассматривается такой режим работы, при котором происходит затухание колебаний подвески, до и после прохода токоприемников пантографного типа, а также используя режим незатухающих колебаний.

Коэффициент вязкого и сухого трения – аналитические сведения по этим параметрам отсутствуют, поэтому используются только экспериментальные данные. Вязкое трение на практике в подвеске увеличивается в средней части

пролета, а сухое трение больше проявляется в шарнирных опорах (фиксаторах) [17,18].

Расчетные резонансные скорости и коэффициенты динаминости применяются для проверки работы контактной подвески при скоростном и высокоскоростном движении.

Скорость распространения вертикальной волны u_ϕ [10]. Распространение вертикальных волн происходит в гибком проводе, с механическим напряжением σ и плотностью материала ρ_0 . Напряжение вызывается силой натяжения контактного провода контактной сети $K_0 = S\sigma$, где S – площадь поперечного сечения провода. Для малых значений вертикальных смещений ψ поперечная волна описывается дифференциальным уравнением второго порядка [10]:

$$\frac{d^2\psi(x, t)}{dt^2} = \frac{\sigma \left(\frac{d^2\psi(x, t)}{dx^2} \right)}{\rho_0}. \quad (1.1)$$

Тогда фазовая скорость волны равна

$$u_\phi = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_0}}. \quad (1.2)$$

Коэффициент отражения определяется выражением

$$r = \frac{1}{\sqrt{\frac{Km_0}{Tm_t}}}, \quad (1.3)$$

где K , m_0 , T , m_t – натяжение и масса контактных проводов и несущего троса контактной подвески.

Коэффициент Доплера определяется согласно следующего выражения

$$\alpha = \frac{u_\phi - v}{u_\phi + v}, \quad (1.4)$$

где v – скорость движения поезда.

Коэффициент усиления определяется согласно выражения

$$\gamma = \frac{r}{\alpha}. \quad (1.5)$$

Коэффициент усиления бесконечно возрастает при сохранении скорости движения поезда равной скорости распространения волны, то есть коэффициент усиления приближается к бесконечности и процесс токосъёма становится невозможным ввиду отрыва токоприёмника от провода.

Таким образом, исходя из результатов проведённого анализа, можно констатировать, что наибольшее влияние на качество токосъёма при высокоскоростном движении имеют волновые и колебательные процессы в контактном проводе и тросах контактной подвески.

1.2 Показатели и характеристики различных типов контактных подвесок

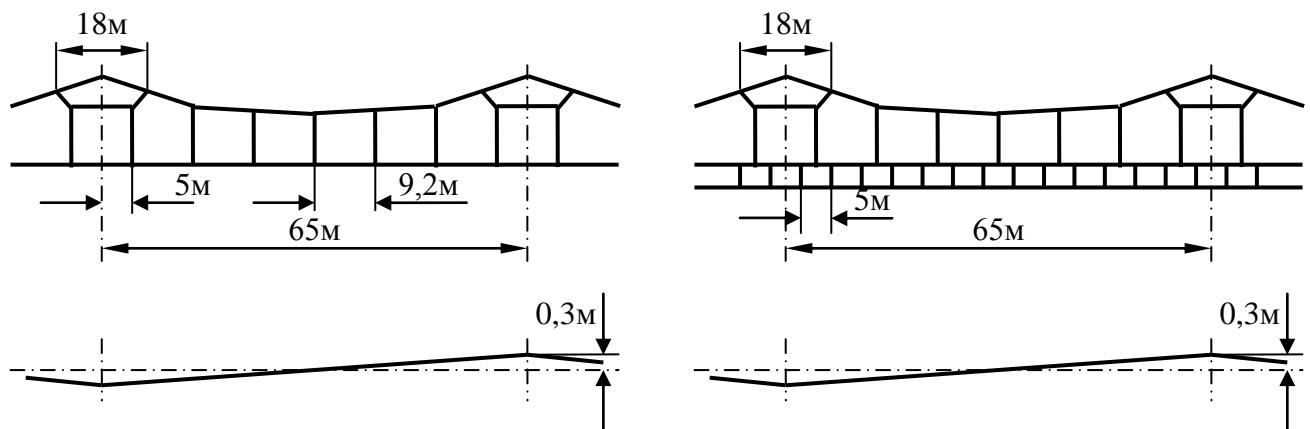
Качество токосъёма при высоких скоростях определяется системой контактная подвеска – токоприёмник. В этом отношении интерес вызывают контактные подвески железных дорог таких стран мира, как Япония, Франция, Германия, Италия, Испания [23-28], в которых используются скорости движения выше

200 км/ч. Контактные подвески вышеуказанных стран различаются конструктивно и имеют различные показатели и параметры (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Показатели и параметры зарубежных контактных подвесок

Название	Год со-здания	Род то-ка	Число токопри-емников	Скорости, км/ч	Средняя эла-стичность, мм/даН	Волновая скорость, км/ч
Shinkansen	1964	Перем.	3, 6 и 8	210	3,0	395
SNCF TGV Sud-Ost	1981	Перем.	1 или 2	270	7,0	412
SNCF TGV Atlantik	1989	Перем.	1 или 2	300	5,0	440
FS	1988	Пост.	2 или 4	250	3,5	380
DB Re 250	1991	Перем.	2	250	6,0	425
Renfe AVE	1992	Перем.	1	270	6,0	425
SICAT H1.0	1999	Перем.	2 или 4	350	6,0	500

Для высокоскоростного движения широко применяются немецкие подвески переменного тока серии Re. Подвеска Re 250 позволяет питать энергией высокоскоростной поезд ICE с одним токоприемником на скорости 300 км/ч, а с двумя токоприемниками – до 280 км/ч. Для скоростей движения выше 300 км/ч фирмы «ABB», «AEC» и «Siemens» разработали подвеску Re 330 (рисунок 1.1 а, б), которая существует в двух вариантах и может применяться на скорости до 350 км/ч [12,13,14].



1 – несущий трос; 2 – рессорный трос; 3 – контактный провод; 4 – струна

Рисунок 1.1 – Цепная подвеска Re 330:

а) с рессорными струнами; б) со вспомогательным несущим тросом

Подвески Re 250 и Re 330 являются компенсированными, при этом для контактного провода и несущего троса применяются отдельные компенсаторы, как показано на рисунке 1.2.

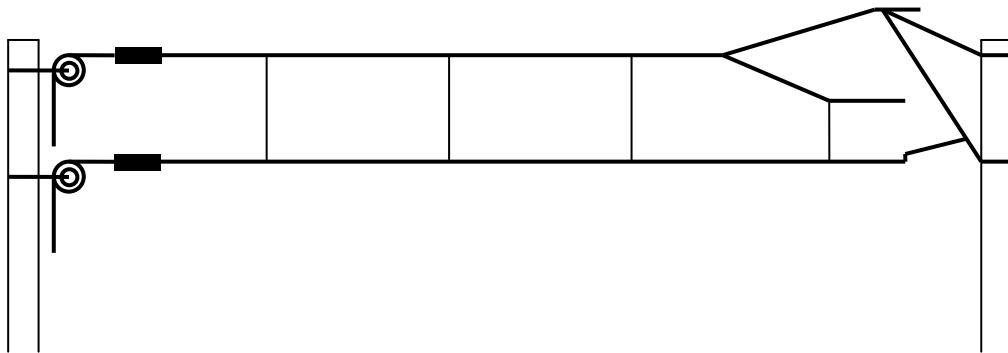


Рисунок 1.2 – Схема расположения компенсаторов несущего троса и контактного провода контактной подвески Re 250

Рассмотрим требования к данным подвескам. Для подвески Re 330 сила нажатия находится в интервале 50...250 Н со средним значением 150 Н, и оно больше значения силы 120 Н для подвески Re 250. Чтобы получить одинаковые предельные отжатия контактных проводов для подвески Re 330 и Re 250 (пределные скорости 400 км/ч и 280 км/ч), следует уменьшить отжатие контактного провода для подвески Re 330 в сравнении с Re 250.

В рассмотренных подвесках применяется ряд мер, направленных на подавление эффекта Доплера. Для этого натяжение контактного провода (K) составляет 21 кН, и при скорости электроподвижного состава около 300 км/ч коэффициент отражения продольной волны менее 1,17. При увеличении скорости до 400 км/ч, $K=27$ кН [24].

Уравнение (1.1) описывает волну в невесомой абсолютно гибкой струне [56,57 и др.]. Такое приближение можно взять только в качестве первого для контактного провода, который имеет конечную массу, и принимает на себя усилие от токоприемника пантографного типа.

Малость амплитуды колебаний подвески, взаимодействующей с движущимся токоприемником, имеет место при коэффициенте эластичности

$v_{\text{эл}} = 1,0 \dots 1,3$. Эластичность зависит от натяжения несущего троса T_h и контактного провода K_0 . При наложении силы в середине пролета, но под струной η_c она приблизительно определяется формулой [4]:

$$\eta_c = \frac{l}{4T + 4K_0} \quad (1.6)$$

Поскольку $\eta_o < \eta_c$, то для выравнивания эластичности по длине пролета необходимо уменьшать η_c для чего необходимо увеличивать натяжение контактного провода и несущего троса. По мере приближения скорости токоприемника V к фазовой скорости распространения поперечной волны в контактном проводе u_ϕ отклонение контактного провода существенно увеличивается [9].

Нормальный токосъем имеет место, когда отклонение контактного провода не превосходит величин порядка 150...200 мм.

Таким образом, рост натяжения контактного провода приводит к выравниванию эластичности η_c и увеличению фазовой скорости u_ϕ , приводя к увеличению скорости подвижного состава. На современных высокоскоростных магистралях скорость движения составляет примерно 70% от скорости вертикальной волны u_ϕ .

В таблице 1.2 приводятся данные о скорости распространения волн для различных подвесок.

Таблица 1.2 – Скорости движения поезда и вертикальной волны

Линии, железные дороги	Скорость э.п.с. v , км/ч	Средняя эластичность η , мм/Н	Скорость волны u_ϕ , км/ч	$\frac{v}{u_\phi}$
Shinkansen	210 и 240	0,30	375	0,56 и 0,64
SNCF TGV Sud-Ost	270	0,70	412	0,655
SNCF TGV Atlantik	300	0,50	440	0,682
FS	250	0,35	380	0,658
DB Re 250	250(280)	0,60	425	0,59(0,659)
Renfe AVE	270(300)	0,60	425	0,635(0,705)

Высокоскоростные подвески, работающие на постоянном токе, имеют два контактных провода, что необходимо для подведения к электропоезду большой электрической мощности, которая может доходить до 20 МВт. Экономически более выгодно передавать эту мощность на переменном токе.

При математическом моделировании подвески Re 330 выяснилось, что на скоростях движения $350 < V \text{ км/ч}$ наименьшую эластичность и наибольшую демпфирующую способность имеет подвеска со вспомогательным несущим тросом (двойная цепная подвеска на рисунке 1.2 б). Такие подвески используются в Японии на скоростях до 300...350 км/ч, с простыми опорными струнами, рессорные, с демпферами в струнах и прочие [16,17,18]. При установке в двойной подвеске воздушно-пружинных демпферов выравнивается эластичность (до $\eta = 1,18$) и значительно увеличивается декремент затухания колебаний.

В нашей стране используются одинарные полукомпенсированные и компенсированные контактные подвески.

Среди российских подвесок наилучшей является цепная рессорная компенсированная подвеска КС-250 (подвеска БР-120+2БРФ-120), рассчитанная на скорость движения электропоездов 200...250 км/ч, при этом обеспечен надежный токосъем (1,5 млн. проходов токоприемников пантографного типа) [15]. Эксплуатационная надежность и долговечность контактной сети составляет 50 лет. Расположение токопроводящих струн шахматное, имеются пролеты с совмещенными струнами. Анкеровка контактной подвески выполняется раздельной с барабанными компенсаторами, монтируется устройство торможения при аварийном обрыве проводов. Критическая скорость данной подвески составляет 253...260 км/ч [11].

Основные технические требования к контактной сети КС-250 приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Основные технические требования к контактной подвеске КС-250

Параметры и показатели	Значение
<i>Прочностные характеристики</i>	
Максимально-допустимый износ контактных проводов:	
анкерного участка	30%
местный	35%
Гарантированное число проходов токоприемников	1,5 млн.
Уклон контактных проводов по высоте	0,001%
Уклон контактных проводов в переходном пролете	0,0005%
Срок службы всех устройств контактной сети, (кроме контактного провода)	50 лет
Срок службы опор и ригелей	70 лет
Срок службы изоляторов	30 лет
<i>Конструктивные параметры</i>	
Натяжение в несущем тросе Бр-120	2025 даН
Натяжение в контактных проводах БрФ-120	2×1650 даН
Зигзаг несущего троса и контактного провода	
на прямых участках пути	±300 мм
на кривых	не более 400 мм
Рессорный трос Бр-35	
длина	18...20 м
натяжение	300 даН
Количество подрессоренных струн	4 шт
Расстояние между подрессоренными струнами	
между смежными	5 м
между крайними	15 м
Расстояние между первыми простыми струнами у опорного узла	25 м
Эластичность контактной подвески	
в середине пролета	3,9 мм/даН
в зоне опорного узла	3,5 мм/даН
Коэффициент неравномерности эластичности в пролете 65 м	1,2
Ветроустойчивость контактной подвески	
Максимальное отклонение контактного провода при ветровых явлениях от оси токоприемника:	
на кривых отрезках пути	450 мм
на прямых отрезках пути	500 мм

Вместо установки в струны пружинно-газовых демпферов, более простым и эффективным способом для уменьшения амплитуды колебаний подвески, возникающих из-за воздействия токоприемника, является установка ограничительных струн в опорных узлах компенсированной подвески совместно с рессорными струнами. В этом случае эластичность подвески зависит от наличия рессорного провода, а не натянутая в свободном состоянии ограничительная струна не даёт

возможности контактному проводу опускаться ниже его уровня в спокойном состоянии в процессе колебаний. Использование ограничительных струн является эффективным средством борьбы с автоколебаниями [20].

Применение пружинно-газовых демпферов, устанавливаемых в одну или две ближайшие к опорам струны между несущим и вспомогательным тросами, позволяет выравнивать эластичность подвески в пролете и улучшить демпфирующие свойства.

Сравнивая характеристики подвесок различных типов, можно прийти к выводу о том, что двойные и более сложные цепные подвески оказываются наиболее приспособленными к скоростному и высокоскоростному токосъёму.

Сопоставляя характеристики подвесок возможно можно сделать следующий вывод: для скоростного и высокоскоростного токосъёма лучше всего подходят двойные и более сложные цепные подвески. Однако, ввиду высокой стоимости сложных подвесок часто применяются не самые лучшие подвески для качественного токосъёма. Оказывается, что менее затратным оказывается эксплуатация простой двойной подвески с увеличенным натяжением проводов. Кроме того, практическая эксплуатация подвески Re 330 показывает, что в настоящее время одинарные подвески вполне подходят до скоростей 350...400 км/ч.

Основные характеристики высокоскоростных контактных подвесок приводятся в таблице 1.4 [21].

Таблица 1.4 – Характеристики контактных подвесок для высоких скоростей движения.

Контактная подвеска	V , км/ч	l , м	Значения натяжения K_0 , даН		Значения приведенной массы m_0 , кг	
			У опоры	В середине пролета	У опоры	В середине пролета
1	2	3	4	5	6	7
С одним контактным проводом			55 70	210 200	190 150	- -

Окончание таблицы 1.4

1	2	3	4	5	6	7
С двумя кон-тактными про-водами		55	330	280	-	-
		70	320	220		
С одним кон-тактным про-водом	100	55	-	-	25...40	20...30
		70			25...35	25...30
	160	55			25...55	25...45
		70			30...45	25...35
С двумя кон-тактными про-водами	100	55	-	-	30...55	25...45
		70			30...45	30...40
	160	55			30...60	30...55
		70			40...55	30...45

Среди требований к контактным подвескам, рассчитанным на скоростное и высокоскоростное движение подвижного состава, называются постоянство ее эластичности в пролете опор контактной сети. В идеальном случае эластичность по всему пролету одинакова, то есть $v_{\text{эл}} = 1$.

Известно, что эластичность контактной подвески пропорциональна длине пролета в его середине и обратно пропорциональна сумме натяжений всех проводов [54].

Эластичность рессорной контактной подвески под рессорной струной зависит большей частью от натяжений контактного провода и несущего троса, а также длины пролета и расстояния между опорой и ближайшей к ней простой струной, от длины рессорного троса. [5].

Также перемещение провода существенным образом зависит от инерционных и демпфирующих свойств токоприемника. Поэтому реальные значения целесообразно получать с учетом параметров системы токоприёмник-контактная подвеска [16].

Наличие на контактной подвеске жестких точек отрицательным образом оказывается на качестве токосъема при скоростном и высокоскоростном движении. Во время движения полоз токоприемника пантографного типа испытывает ударные нагрузки, равно как и сама контактная подвеска, что приводит к местно-

му износу контактного провода за счёт электродуговой эрозии и механического воздействия. В силу сказанного, располагать на контактном проводе различные распорки и жесткие струны, а также применять отбойники, жестко прикреплённые к контактному проводу, несочлененные фиксаторы, тяжелые конструкции на воздушных стрелках и массивные зажимы является совершенно недопустимым.

Таким образом, выравнивание эластичности и применение демпфирующих элементов даёт возможность значительно уменьшить колебания контактной подвески и повысить скорость движения.

1.3 Влияние автоколебаний и вибрации проводов контактной подвески на качество токосъёма

Воздействие ветра на тросы и провода контактной подвески, кроме горизонтальных смещений, создающих угрозу схода контактного провода с токоприёмника или нарушения габаритов подвески по отношению к опорам, может вызывать также развитие автоколебаний и вибраций проводов [66].

Автоколебания представляют собой незатухающие периодические движения проводов и тросов подвески, происходящие с относительно небольшой частотой и с большой амплитудой.

Существуют два вида автоколебаний свободно висящих проводов: «пляска» и вибрация. «Пляска» проводов обладает большой амплитудой, достигающей нескольких метров, и частотой, близкой к частоте собственных колебаний системы; вибрация имеет малые амплитуды, равные диаметру провода, и частоту порядка 10...100 Гц при длине несколько метров. Оба вида колебаний имеют форму стоячих волн.

Наибольшие трудности вызывает «пляска» проводов, поскольку от вибрации имеется достаточно эффективная защита с помощью гасителей колебаний [63]. Поэтому будем впредь иметь в виду «пляску» проводов при свободно подвешенном проводе и в какой-то мере у несущего троса цепной подвески.

Автоколебания контактной подвески вызываются ветровыми течениями невысокой скорости (6...10 м/с), и направленными под близким к прямому углом по отношению к проводу. Автоколебания проявляются главным образом на открытых пространствах. Чаще всего автоколебания возбуждаются в проводах, имеющих отложения льда или изморози, нарушающих форму сечения провода. Частота колебаний проводов близка к частоте собственных колебаний контактной подвески (0,65...1,00 герц). Наряду с основной частотой (рисунок 1.3, а) происходят колебания со второй и третьей гармониками (рисунок 1.3, б, в), а также в отдельных межструновых пролетах с частотой 2,5...4,0 герц. Колебания контактной подвески часто достигают очень больших амплитуд, они имеют устойчивый и длительный характер и прекращаются только при изменении климатических условий. При прохождении токоприёмника они прекращаются, но затем возобновляются с прежними характеристиками. Длина участков контактной сети, где возбуждаются автоколебания, изменяется в широких пределах и может достигать десятков километров. В зависимости от устойчивости нагрузок, возникающих от ветра, их продолжительность может достигать суток и более. Автоколебания проводов и тросов контактной сети могут привести к серьезным нарушениям работы электроснабжения участков дистанции. При сильных колебаниях нарушается нормальный токосъем, так как происходят нарушения контакта токоприёмника и провода. Кроме того, они вызывают повреждения проводов и поддерживающих устройств.

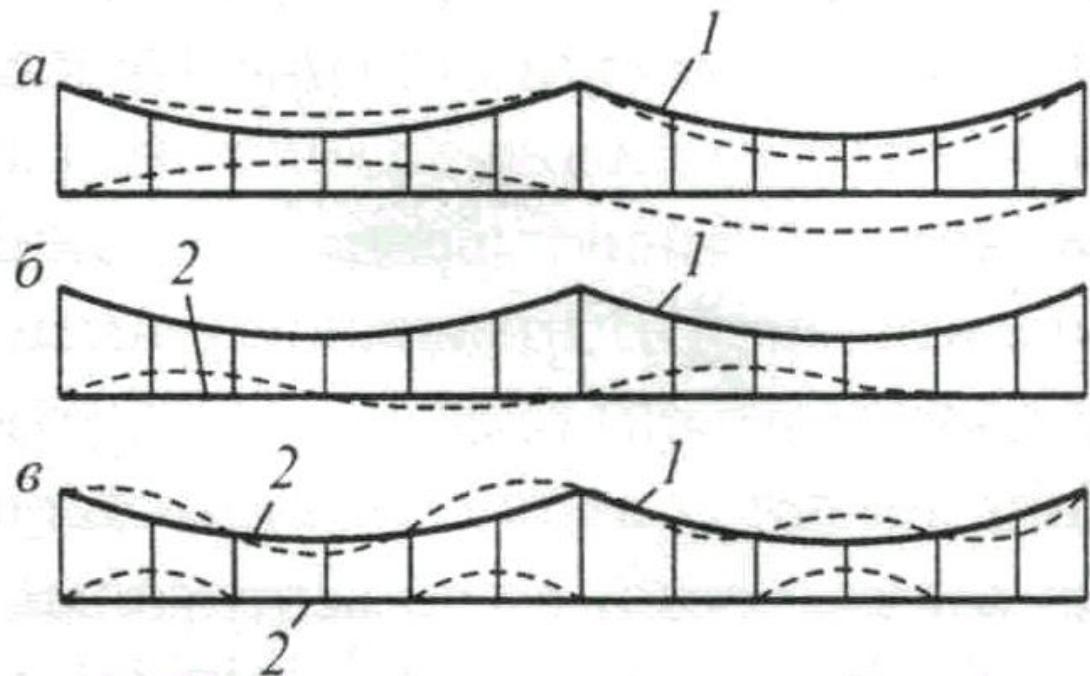


Рисунок 1.3 – Виды автоколебаний цепной подвески в пролёте:
период (а), полупериод (б); 1 – несущий трос, 2 – контактный провод

При обтекании воздушным потоком проводов, имеющих неправильную форму сечения, вызванную гололедными отложениями или износом, возникают автоколебания.

Ветер предполагается имеющим постоянную скорость, поскольку именно он способствует возникновению автоколебаний [71]. Также будем считать, что ветер направлен под прямым углом к пролету. В другом случае в расчет принимается поперечная составляющая скорости ветровых явлений.

К механическим характеристикам проводов и тросов относится его погонная масса, жесткость на растяжение и кручение, момент инерции сечения провода.

Следуя [69], рассмотрим расчётную схему провисания провода в пролёте, рисунок 1.4.

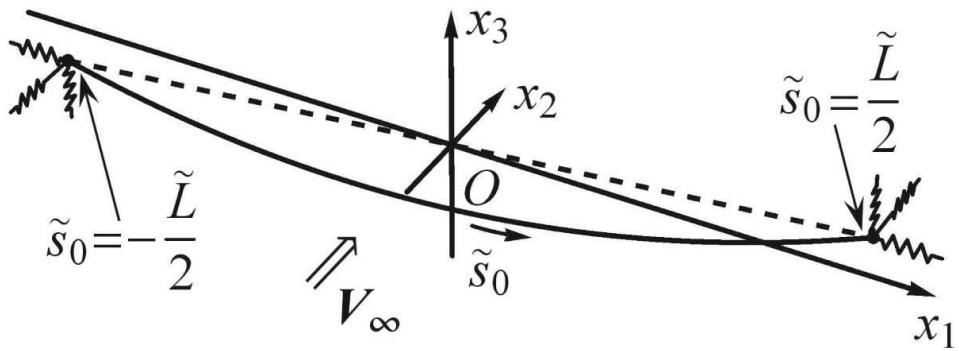


Рисунок 1.4 – Расчетная схема провисания провода в пролёте

Ускорение свободного падения равняется g и направлено в отрицательную сторону по оси Ox_3 .

В качестве модели проводов и тросов контактной подвески в общем случае принимается модель абсолютно гибкой нити, имеется в виду тело, у которого величина поперечного сечения предельно мала по сравнению с радиусом и длиной кривизны осевых линий.

В общем, провод сопротивляется изгибу, растяжению и кручению, однако при проводимых исследованиях автоколебаний изгибная жесткость провода не учитывается [75]. Считается, что провод сопротивляется только кручению и растяжению. При этом все сечения провода получаются перпендикулярными его оси, а положение оси в заданном сечении примем как C . Данная точка является центром провода в исходном состоянии. Положение центра масс G с отложениями зададим с помощью расстояния $h = CG$ и угла θ_G , как представлено на рисунке 1.5, где сечение изображено в положении, соответствующем нулевому углу атаки.

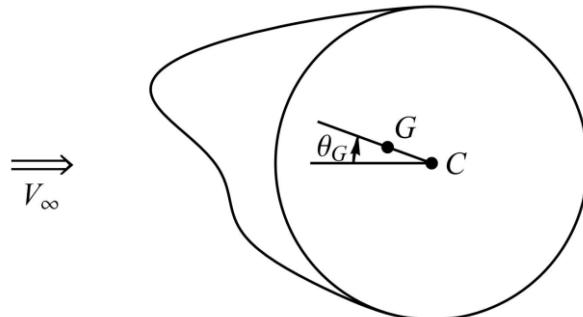


Рисунок 1.5 – Положение центра масс сечения провода

Расстояние h из-за силы малой плотности отложений по сравнению с плотностью провода редко бывает больше 1...2 миллиметра.

Для построения математической модели провода, примем уравнение движения растяжимой нити за основу – гибкого стержня сопротивляющегося растяжению [77]. Их необходимо дополнить соответствующим уравнением для изменения угла поворота сечений θ , и учесть значения, возникающие из-за несовпадения центра масс сечения G с центром масс контактного провода или троса C [78, 76]. Принимаем деформацию проводов малой, а его материал – линейно упругим, подчиняющемуся закону Гука при растяжении, а также линейному закону для кручения. Учтем при этом, что наличие наледи на проводе не воздействует на его сопротивление кручению и растяжению. Учтем также, что в направлении оси Ox_1 аэродинамическая нагрузка отсутствует, так как воздушный поток считается направленным перпендикулярно плоскости начального провисания провода.

Следуя [68], введём безразмерные параметры для сокращения записи уравнений. Все величины, имеющие размерность длины, отнесем к длине нерастянутого провода L ; величины, имеющие размерность массы, отнесем к массе провода ρL ; величины, имеющие размерность силы, отнесем к весу провода $\rho g L$;

время отнесем к $\sqrt{\frac{L}{g}}$. Тогда независимыми переменными станут безразмерная дуговая координата на проводе $\xi = \frac{s_0}{L}$, $\xi \in \left[-\frac{1}{2}, \frac{1}{2}\right]$ и безразмерное время $\tau = \frac{t}{\sqrt{\frac{L}{g}}}$; неиз-

вестные функции обозначим следующим образом:

$$x_i(\xi, \tau) = \frac{x_i\left(\xi L, \tau \sqrt{\frac{L}{g}}\right)}{L}, i=1,2,3, Q(\xi, \tau) = \frac{Q\left(\xi L, \tau \sqrt{\frac{L}{g}}\right)g\rho}{L}.$$

Безразмерные равновесные координаты провода $x_{i0}(\xi)$, $i=1,2,3$, и его натяжение $Q_0(\xi)$ рассматриваются аналогично.

Форма провисания растяжимой нити с концами, закреплёнными на одинаковом уровне, согласно [79] будет определяться выражениями:

$$\begin{aligned} x_{10}(\xi) &= \frac{c_1 \xi}{EF} + c_1 \ln \left(\frac{\xi + \sqrt{c_1^2 + \xi^2}}{c_1} \right), \\ x_{20}(\xi) &= 0, \\ x_{30}(\xi) &= \frac{4\xi^2 - 1}{8EF} + \sqrt{c_1^2 + \xi^2} - \frac{\sqrt{4c_1^2 + 1}}{2}, \\ Q_0(\xi) &= \sqrt{c_1^2 + \xi^2}. \end{aligned} \quad (1.8)$$

Параметр c_1 представляет собой натяжение нити на концах.

Легко удостовериться, что в данном случае стрела провеса $w = -x_{30}(0)$ – максимальное расстояние по вертикали между нитью и отрезком, соединяющим его концы, и длина пролета l по горизонтали связаны с параметром c_1 следующим образом:

$$\begin{aligned} w &= \frac{1}{8EF} + \frac{\sqrt{4c_1^2 + 1}}{2} - c_1, \\ l &= c_1 \left(\frac{1}{EF} + \ln \left(\frac{\sqrt{8c_1 + 1} + 1}{\sqrt{8c_1 + 1} - 1} \right) \right). \end{aligned} \quad (1.9)$$

Следует отметить, что для реальных проводов и тросов контактной сети [71] безразмерная величина жесткости на растяжение EF будет иметь порядок 1000,0...10000,0, а горизонтальная величина натяжения c_1 лежит в пределах от 2

до 10. Следовательно $\frac{c_1}{EF} < 1$, а из (1.27) можно получить вывод, что натяжение и стрела провеса являются обратно пропорциональными:

$$c_1 \approx \frac{1}{8w}. \quad (1.10)$$

Также можно сделать вывод, что при данных предположениях

$$Q_0(\xi) \approx c_1 = \text{const}, x_{10}(\xi) = \xi, x_{30}(\xi) \approx w(4\xi^2 - 1). \quad (1.11)$$

Использование таких выражений при проведении качественного анализа динамики проводов и тросов является распространенной практикой [67, 80].

Исследование собственных форм и частот малых колебаний проводов и тросов контактной сети имеет большое значение для изучения автоколебаний проводов, поскольку колебания, как правило, происходят с частотой, как правило равной одной из низших собственных частот малых колебаний провода [71]. Поскольку автоколебания – это в большей степени вертикальное движение, то интерес представляет определение собственных форм и частот малых колебаний проводов и тросов в плоскости Ox_1x_3 .

Запишем уравнения малых свободных колебаний провода, представив форму и натяжение провода в виде [81]

$$\begin{aligned} x_i(\xi, \tau) &= x_{i0}(\xi) + u_i(\xi, \tau), \\ Q(\xi, \tau) &= Q_0(\xi) + (\Delta Q)(\xi, \tau), \\ \theta(\xi, \tau) &= \theta_0(\xi) + (\Delta \theta)(\xi, \tau). \end{aligned} \quad (1.12)$$

Тогда система уравнений свободных малых колебаний провода запишется в виде:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\frac{Q_0 \left(\frac{du_1}{d\xi} \right) + \Delta Q \left(\frac{dx_{10}}{d\xi} \right)}{1 + \frac{Q_0}{EF}} \right) - \frac{d^2 u_1}{d\tau^2} = 0, \quad (1.13)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{d \left(\frac{Q_0 \left(\frac{du_2}{d\xi} \right)}{1 + \frac{Q_0}{EF}} \right)}{d\xi} - \frac{d^2 u_2}{d\tau^2} = 0, \\
& \frac{d \left(\frac{Q_0 \left(\frac{du_3}{d\xi} \right)}{1 + \frac{Q_0}{EF}} + \frac{\Delta Q \left(\frac{dx_{30}}{d\xi} \right)}{\left(1 + \frac{Q_0}{EF} \right)^2} \right)}{d\xi} - \frac{d^2 u_1}{d\tau^2} = 0, \\
& \left(\frac{dx_{10}}{d\xi} \right) \left(\frac{du_1}{d\xi} \right) + \left(\frac{dx_{30}}{d\xi} \right) \left(\frac{du_3}{d\xi} \right) = \frac{\Delta Q \left(1 + \frac{Q_0}{EF} \right)}{EF}.
\end{aligned}$$

Положив

$$\begin{aligned}
u_k(\xi, \tau) &= U_k e^{j\omega\tau}, \\
U_1(\xi) &= \frac{V(\xi)}{c_1}, \\
U_3(\xi) &= c_1 \left(\frac{\left(\frac{dV}{d\xi} \right)}{1 - \frac{c_1 \omega^2}{EF^2}} + \frac{\left(\frac{d^3 V}{d\xi^3} \right) c_1^3}{EF \left(1 - \frac{c_1 \omega^2}{EF^2} \right)} \right), \tag{1.14}
\end{aligned}$$

воспользуемся следующими упрощающими предположениями, которые выполняются на практике:

- жесткость проводов и тросов на растяжение значительна по сравнению с натяжением, т.е. $c_1 \ll EF$;
- стрела провеса будет считаться малой, соответственно безразмерное натяжение $1 \ll c_1$;
- из результатов [80] следует, что при больших значениях c_1 квадрат собственной частоты ω^2 – величина, пропорциональная c_1 .

Тогда можно предельно упростить уравнение для V

$$\omega^2 \left(\frac{d^2 V}{d\xi^2} \right) + c_1 \left(\frac{d^4 V}{d\xi^4} \right) = 0. \quad (1.15)$$

Уравнение (1.15) имеет общее решение

$$V = a_1 + a_2 \xi + a_3 \sin\left(\frac{\omega \xi}{\sqrt{c_1}}\right) + a_4 \cos\left(\frac{\omega \xi}{\sqrt{c_1}}\right), \quad (1.16)$$

где $a_j, j=1, 2, 3, 4$ – произвольные постоянные. Накладывая на (1.16) граничные условия жесткого закрепления

$$U_1\left(\pm\frac{1}{2}\right) = 0, \quad U_3\left(\pm\frac{1}{2}\right) = 0, \quad (1.17)$$

и приравняв определитель данной системы линейных уравнений относительно констант a_j к нулю, получаем характеристическое уравнение

$$\sin\left(\frac{\omega}{2c_1}\right) \left(\sin\left(\frac{\omega}{2c_1}\right) - \frac{\omega \left(1 - \frac{c_1^2 \omega^2}{EF} \right) \cos\left(\frac{\omega}{2c_1}\right)}{2c_1} \right) = 0. \quad (1.18)$$

В случае наличия на концах провода пружин с эластичностями S_1^- и S_1^+ в направлении оси Ox_1 , получаем уравнение

$$\sin\left(\frac{\omega}{2c_1}\right) \left(\sin\left(\frac{\omega}{2c_1}\right) - \frac{\omega \left(1 - \omega^2 c_1^2 \left(\frac{1}{EF} + S_1^- + S_1^+ \right) \right) \cos\left(\frac{\omega}{2c_1}\right)}{2c_1} \right) = 0. \quad (1.19)$$

Далее рассмотрим собственные формы и частоты малых колебаний проводов и тросов, концы которых закреплены неподвижно.

Колебания в направлении оси Ox_2 . Собственные значения в направлении оси Ox_2 имеет вид

$$\begin{aligned} \omega^2 U_2 &= 0, \\ U_2\left(\pm\frac{1}{2}\right) &= 0. \end{aligned} \quad (1.20)$$

Если положить

$$\frac{Q_0}{1 + \frac{Q_0}{EF}} = c_1, \quad (1.21)$$

то получим

$$\omega_k = \pi k \sqrt{c_1}, \quad U_{2,k} = \sqrt{2} \sin\left(\pi k \left(\xi + \frac{1}{2}\right)\right), \quad k = 1, 2, \dots \quad (1.22)$$

Колебания в плоскости Ox_1x_3 . Для плоскостных колебаний Ox_1x_3 имеется задача на значения

$$\begin{aligned} \frac{d\left(P_{13}\left(\frac{dU_1}{d\xi}, \frac{dU_3}{d\xi}\right)^T\right)}{d\xi} + \omega^2 \left\{ U_1, U_3 \right\}^T &= 0, \\ U_1\left(\pm\frac{1}{2}\right) &= U_3\left(\pm\frac{1}{2}\right) = 0, \end{aligned} \quad (1.23)$$

где матрица P_{13} определяется

$$P_{13}(\xi) = \begin{pmatrix} \frac{Q_0(\xi)}{1 + \frac{Q_0(\xi)}{EF}} + \frac{EF \left(\frac{dx_{10}(\xi)}{d\xi} \right)^2}{\left(1 + \frac{Q_0(\xi)}{EF} \right)^3} & \frac{EF \left(\frac{dx_{10}(\xi)}{d\xi} \right) \left(\frac{dx_{30}(\xi)}{d\xi} \right)}{\left(1 + \frac{Q_0(\xi)}{EF} \right)^3} \\ \frac{EF \left(\frac{dx_{10}(\xi)}{d\xi} \right) \left(\frac{dx_{30}(\xi)}{d\xi} \right)}{\left(1 + \frac{Q_0(\xi)}{EF} \right)^3} & \frac{Q_0(\xi)}{1 + \frac{Q_0(\xi)}{EF}} + \frac{EF \left(\frac{dx_{30}(\xi)}{d\xi} \right)^2}{\left(1 + \frac{Q_0(\xi)}{EF} \right)^3} \end{pmatrix}. \quad (1.24)$$

На рисунке 1.6 показаны формы колебаний при значении жесткости на растяжение $EF=10000$, стрелы провеса проводов $w=[0,01, 0,02, 0,025, 0,03, 0,035]$ (сверху вниз); горизонтальная компонента перемещения U_1 для наглядного сравнения увеличена в 5 раз.

Из рисунка 1.6 следует, что для случая провода с концами, закрепленными на одном уровне, вертикальная составляющая формы $U_3(\xi)$, отвечающей собственному значению, является либо нечетной функцией ξ - антисимметричная форма колебаний, либо четной функцией ξ - симметричная форма колебаний. Это можно показать, исходя из того, что внедиагональные элементы – нечетные функции, а диагональные элементы матрицы P_{13} – четные функции от ξ . Кроме того, из рисунка 1.6 следует, что пока антисимметричная форма колебаний не меняется при увеличении стрелы провеса, симметричная форма изменяется, переходя от первой формы колебаний ($w=0,01$) к первой симметричной форме колебаний нерастяжимой нити [82].

Из вышеприведённого анализа следует, что для адекватного описания колебаний проводов и тросов контактной подвески необходимо учитывать деформируемость и силу тяжести.

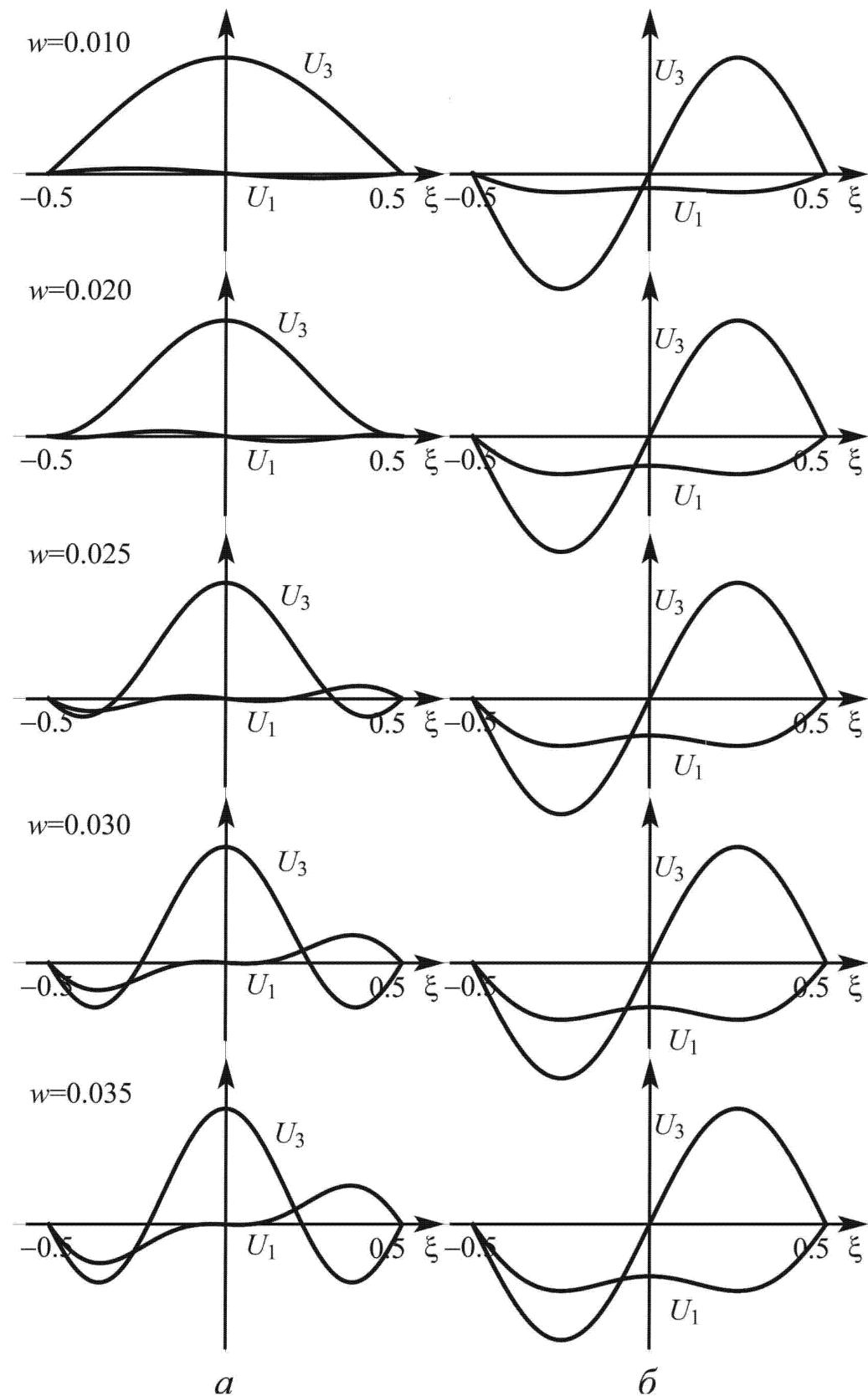


Рисунок 1.6 – Собственные формы колебаний: первая симметричная форма (*a*), первая антисимметрическая форма (*б*) для значений параметров $EF = 10000$

1.4 Особенности работы демпферов, компенсаторов и токоприёмников высокоскоростных контактных подвесок

На текущий момент наиболее распространены одно- и двухступенчатые токоприемники, к которым относятся однорычажные (асимметричные), с двумя рычагами и четырьмя, определяемые числом рычагов на нижних валах подвижных рам. К высокоскоростным относятся двухступенчатые и одноступенчатые токоприемники пантографного типа, имеющие небольшие размеры. Приведенная масса m_t определяет пригодность к скоростному и высокоскоростному движению. В то же время, высокоскоростные токоприемники пантографного типа обладают рассчитанной аэродинамической характеристикой, что даёт возможность скомпенсировать инерционные силы наличием демпферов [24]. Чаще всего демпферы располагаются между основанием и нижними подвижными рамами (например, в токоприемнике 52FS итальянского производства), чем способствует плавности траектории верхнего шарнира подвижных рам. Однако в асимметричных токоприемниках имеет место верхнее расположение демпферов. Для предотвращения резонансных колебаний в процессе токосъема устанавливаются демпферы между подвижными рамами и полозом (в токоприемнике DBS 54 немецкого производства).

Для контактных сетей скоростного и высокоскоростного движения, имеющих практически постоянную высоту подвеса контактного провода применяются одноступенчатые токоприемники [21]. В противном случае применяются двухступенчатые токоприемники. Приведенная масса таких токоприемников зависит только массы полоза и приведенной массы верхнего подвижного механизма, как у токоприемника ТСп-1М [23], применяющемуся на поезде ЭР-200. При формулировании требований к параметрам токоприемника пантографного типа необходимо учитывать характеристики контактной подвески. Для компенсированной подвес-

ки значение приведённой массы достигает 36 кг (учитывая одновременную работу нескольких токоприемников поезда) [31].

Токоприемники ТСп-1М и СП-6М отличаются двумя подвижными системами [30]. Масса верхней подвижной системы ТСп-1М равна 9,5 кг, масса полоза составляет 13,9 кг. с шириной 440 мм, что сделано для повышения устойчивости на высоких скоростях движения. Токоприемник СП-6М не имеет в отличие от ТСп-1М подвижного основания и характеризуется другими размерами и иным расположением гидравлических демпферов. Основные параметры рассмотренных токоприемников, а также некоторых приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Основные параметры высокоскоростных токоприемников

Тип токоприемника	Страна изготавитель	Статическое нажатие в рабочем диапазоне высот полоза, Н	Двойное трение в шарнирах не более, Н	Аэродинамическая подъемная сила, Н	Средняя приведенная масса токоприемника, кг	Время опускания, с	Опускающая сила, Н	Род тока
ТСп-1М, СП-6М (ЭР-200)	Россия	80...120	30	35	24,5	-	210	-
AM18И	Франция	50...90	4	63	32,5	-	180	-
AM-BR	Великобритания	80...90	3	20	-	-	-	-
PS-100F	Япония	55		11	14,5	-	-	-
ТП-250 (Сокол)	Россия	120	-	-	-	2	-	-
DBS54	ФРГ	64...72	3,5	32	24,5		-	-
10PP		80...120	25	80	43	5-7	60	-
DSA350SEK	Германия	100...120	-	-	-	1		-

На электроподвижном составе «Сокол» российского производства с конструкционной скоростью до 250 км/ч, устанавливался токоприемник ТП-250 [32], для контактной сети переменного тока 25 кВ. Токоприемник имеет схему асимметричного полупантографа 2810×2260×550 мм, что обеспечивает близкую к вертикальной кривую хода полоза. Для повышения скоростей движения необходимо разрабатывать специальные системы стабилизации электрического контакта полоз-контактный провод [33]. Здесь можно предложить типовые системы автоматического управления с пропорционально-интегральным контуром в цепи обрат-

ной связи по силе нажатия с частотой среза около 2 Гц, как это сделано при модернизации токоприемника типа ЭБА 3505 [60].

Возможно активное подавление колебаний с помощью быстродействующего гидравлического привода. При этом удаётся снизить динамические усилия на 40% в контакте с проводом на скоростях до 350 км/ч с номинальным нажатием 210 Н при наличии вертикальных колебаний с частотой 0,1...40 Гц [34]. Существенное улучшение амплитудно-частотных характеристик системы достигается в диапазоне 0,01...100 Гц [350]. Указанные испытания осуществлялись на поезде и на динамическом стенде при нажатии на контактный провод 70 Н.

Автоматическая система управления, призванная стабилизировать контактное нажатие, значительно уменьшают износ, как полоза, так и контактного провода [35].

Для моделирования системы токоприемник – контактная сеть обычно используются эквивалентные схемы замещения, с учетом приведенной массы полоза и рам токоприемника, а также самой контактной подвески. Вводятся обобщенные коэффициенты жесткости подвески и пружин. Также вводятся диссипативные элементы, к которым относятся демпферы и гасители колебаний.

Таким образом, для стабилизации контактного нажатия необходимо демпфирование колебаний токоприёмника с помощью специальных демпферов-компенсаторов.

Демпферы и компенсаторы являются одним из важных элементов контактной подвески, и от их конструкции и технического обслуживания зависит обеспечение заданных натяжений проводов контактных подвесок, что определяет качество токосъема.

На железных дорогах наиболее распространены блочные компенсаторы. Иные компенсаторы имеют в своём составе разное число блоков, которое определяется значениями передаточных отношений, и различными вариантами исполнения натяжного троса. На польских железных дорогах компенсаторы контактного провода полукомпенсированной подвески, с передаточным отношением 1:2, изго-

товлены цепными. Звенья цепи выполнены из высокопрочной стали и покрываются цинковой защитой. Звено цепи имеет длину 62 мм, а ширину – 42 мм. Разрывное усилие доходит до 5,9 кН. Наружный диаметр блока составляет величину 230 мм. Для облегчения укладки цепи блок имеет двухступенчатую форму желоба. В компенсированных подвесках несущий трос и контактный провод закрепляются анкерами через коромысло на общий компенсатор с таким же передаточным отношением [25].

При строительстве контактной сети в настоящее время на польских дорогах для компенсированных подвесок стали применять компенсаторы с передаточным отношением 1:4, для чего используются четыре блока, два подвижных и два неподвижных. Вместо цепи использован стальной оцинкованный трос диаметром 10 мм. Опыт эксплуатации этих компенсаторов показал, что довольно часто происходит перетирание троса [24, 26].

На японских Национальных железных дорогах используются как блочные компенсаторы, так и пружинные. По сравнению с блочными компенсаторами, пружинные имеют меньшие габариты и массу, а также лёгкое обслуживание и долговечность [29].

Японская фирма «Sanwa Tekki Corporation» выпускает пружинные компенсаторы на различные усилия и применения с усилием от 7,84 кН до 58,8 кН, а также газовые компенсаторы с азотным наполнением малого габарита на усилие 53,9 кН [82].

Для того, чтобы обрыв компенсирующего троса не приводил к масштабной поломке, в Германии применяют страховочные тросы. Длина этого троса выбирается с таким учетом, чтобы не было препятствия перемещению подвижного блока в положение, наиболее удаленное от опоры - соответствующему минимальным показаниям температуры окружающего воздуха. Соответственно, при обрыве компенсирующего троса вся нагрузка переходит на страховочный трос [27].

На высокоскоростной французской магистрали компенсирующие устройства выполнены из пяти блоков (рисунок 1.7). Поскольку натяжения несущего

троса и контактного провода одинаковы, они соединены с компенсатором посредством равноплечего коромысла. В отдельных случаях провода контактных подвесок анкеруют на разные компенсаторы. Компенсаторы поддерживают заданные натяжения проводов в диапазоне их температур от минус 20 °C до плюс 60 °C при стандартной длине анкерного участка, равной 1200 м [28].

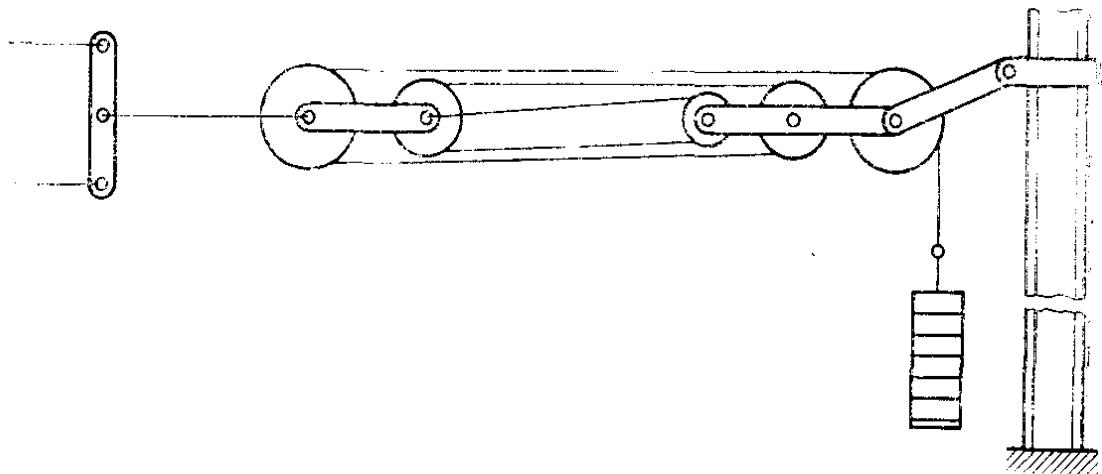


Рисунок 1.7 – Пятиблочный грузовой компенсатор

Рассмотренные выше конструкции обладают общим недостатком: при обрыве провода контактной подвески подвижные груза смещаются к опоре до крайнего нижнего положения или (при закреплении к компенсатору нескольких проводов) пока натяжение компенсатора не будет полностью переведено на целый провод. Это приводит к значительным продольным перемещениям оставшихся частей оборванных проводов или к перегрузке, и может вызвать обрыв другого провода, с последующим расширением размера повреждения и соответственному усложнению ремонтных работ.

Применение храпового колеса устраниет указанный недостаток блочных компенсаторов. Один из таких компенсаторов показан на рисунке 1.8.

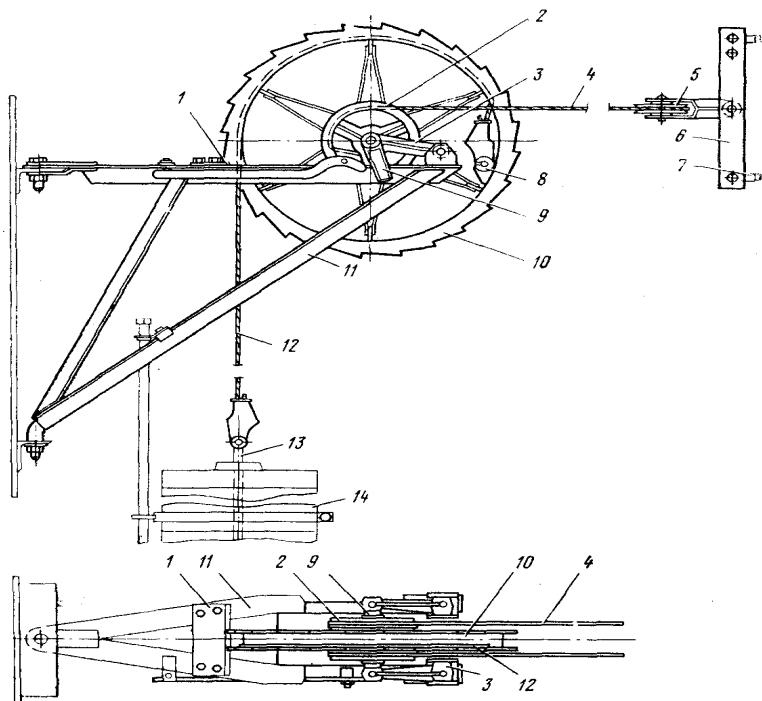


Рисунок 1.8 – Компенсатор с храповыми колесом

Этот компенсатор содержит два троса – верхний 4 и нижний 12. Нижний трос 12 наматывается на барабан 10 большого диаметра, заключенный между двумя храповыми колесами, к которому он присоединен за валик 8. Нижний конец этого троса соединен со штангой 13, на которой размещены грузы 14. Верхний трос 4 своими концами закреплен на барабанах 2 малого диаметра, на которые он наматывается при их вращении. Этот трос огибает уравнительный ролик 5, шарнирно соединенный с равноплечим коромыслом 6, к которому посредством штанг 7 присоединены несущий трос и контактный провод (на рисунке не показаны). Все три барабана жестко соединены между собой и могут вращаться на оси 9, поддерживаемой по концам рычагами 3. Последние могут поворачиваться в шарнире, закрепленном на кронштейне 11, установленном на анкерной опоре контактной сети. На этом же кронштейне закреплен упор 1, который заходит в зубья храповых колес при нижнем положении оси 9. Создаваемое компенсатором суммарное натяжение всех проводов во столько раз больше массы грузов, во сколько диаметр меньших барабанов меньше диаметра большого барабана.

В нормальном эксплуатационном состоянии рычаг 3 располагается примерно под углом 45° к горизонтали, что определяется равенством вращающих моментов, создаваемых силами в горизонтально расположенному верхнем тросе 4 и в вертикально расположенному тросе 12. В таком состоянии зубья храповых колес не соприкасаются с упором 1, и поэтому барабаны могут свободно поворачиваться при температурном изменении длины анкеруемых проводов.

В случае обрыва проводов вращающий момент, создаваемый силой в верхнем тросе 4, существенно уменьшится и рычаг 3 повернется против часовой стрелки, понизив ось 9. Вследствие этого одна из пар зубьев храповых колес войдет в зацепление с упором 1 (как это показано на рисунке 1.8) и колесо не будет вращаться, хотя грузы стремятся повернуть его. В результате оборванные провода контактной подвески почти не будут смешены в сторону анкерной опоры.

Общим недостатком блочных компенсаторов является потребность в значительном пространстве для грузов, что приводит к серьезным затруднениям в их размещении в малогабаритных тоннелях.

Для решения данного вопроса группой компаний «PFISTERER» разработан автоматический пружинный компенсатор «Tensorex», в основе которого использованы плоские спиральные пружины. В этом случае удается получить неизменное усилие для различных углов закручивания пружины, как показано на рисунке 1.9.

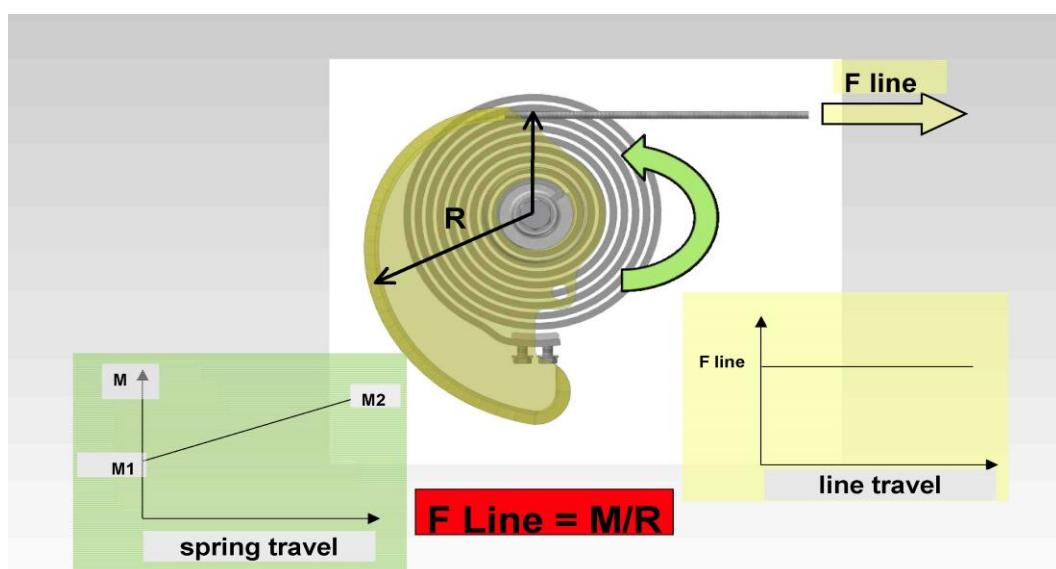


Рисунок 1.9 – Принцип действия спирально-пружинного компенсатора

Основным требованием к устройству компенсации натяжения проводов и тросов контактной подвески является поддержание заданного усилия в рабочем диапазоне температур. Также, дополнительным требованием может быть антивандальная конструкция, минимальная визуальная заметность, совместимость с существующими системами, снижение вероятности травматических случаев при обрывах проводов и тросов контактной подвески.

В свою очередь компанией «Галланд» [100] разработан автоматический газовый компенсатор «AERO 1000» с максимальной рабочей нагрузкой 40 кН и ходом до 1000 мм, а также «AERO 480» с максимальной рабочей нагрузкой 40 кН и ходом до 480 мм.

Газогидравлический цилиндр 10 компенсатора (рисунок 1.10), имеющий длину 1550 мм и диаметр 170 мм, заполнен газом и маслом. Внутри данного цилиндра расположен второй 11, в котором движется шток 3 с головкой 12 с несущим уплотняющим кольцом. С целью свободного доступа газа во внутренний цилиндр в нем предусмотрены около глухой крышки 14 несколько окон 13.

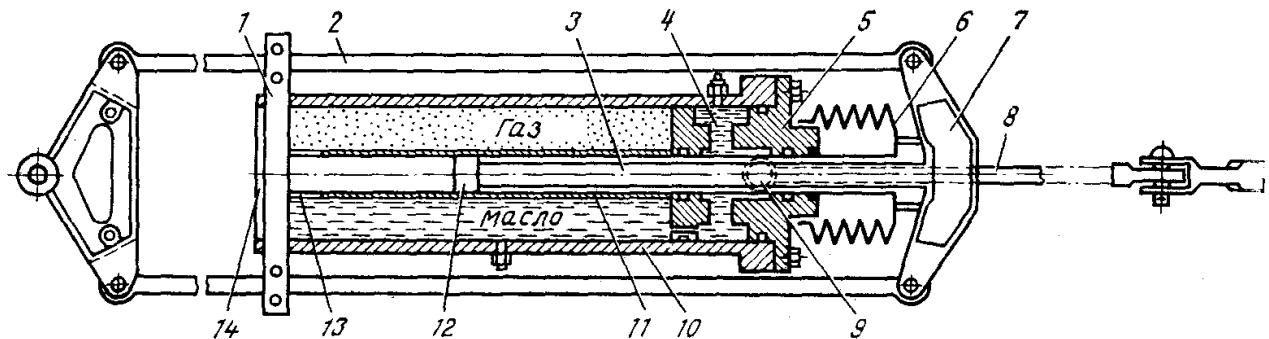


Рисунок 1.10 – Автоматический газогидравлический компенсатор

Направляющие планки 1, соединенные с глухой: крышкой 14 газогидравлического цилиндра, могут свободно перемещаться по тягам 2. Шток 3 жестко соединен с серединой коромысла 7. Выступающая часть штока защищена от попадания грязи гофрированным кожухом 6. С целью предотвращения утечки газа между штоком 3 и крышкой 5, через которую проходит шток, предусмотрено специальное пространство 4, заполненное маслом – масляный затвор. Корпус

наружного цилиндра 10 соединен с тягами 8, связанными через коромысло с закрепляемым проводом, посредством цапф 9.

Газ, заполненный в цилиндр под большим давлением действует на головку 12 штока 3 с силой, которая равна произведению давления на площадь этого торца. Поскольку шток не может перемещаться из-за того, что он через тяги 2 и коромысло 7 жестко связан с опорой, указанная сила подается на глухую крышку 14, а затем через стенки цилиндра 10 – на закрепляемый провод или трос контактной подвески.

Основными преимуществами газогидравлического компенсатора перед грузовыми блочными являются: более надежная работа при гололедных образованиях; меньшее трение в подвижной системе; сохранность при обрыве провода, заанкерованного на компенсатор. Кроме этого, газогидравлический компенсатор позволяет подавлять колебания проводов контактной подвески.

1.5 Выводы и постановка научно-технических задач

Из проведенного анализа сделаны следующие выводы:

1. Проведенный анализ литературных источников, посвященных проблеме токосъема с контактной подвески на высоких скоростях движения, показал её актуальность и наличие многих нерешённых задач.

2. Из рассмотрения особенностей работы контактных подвесок на высоких скоростях следует, что наиболее значимыми параметрами являются выравнивание эластичности и подавление колебательных и волновых процессов в контактной подвеске.

3. Для решения задач повышения эффективности токосъёма на существующих контактных подвесках наиболее целесообразным является разработка компенсаторов и демпферов натяжения проводов и тросов контактной сети.

В соответствии с вышеперечисленными выводами сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

Цель работы состоит в повышении качества токосъема при высоких скоростях движения, за счет совершенствования устройств компенсации натяжения проводов и тросов и демпфирования колебаний контактной подвески.

Для реализации цели работы были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработать и исследовать пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети;

2. Разработать математические модели работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора при линейном и нелинейном сопротивлении;

3. Усовершенствовать метод электрических аналогий для моделирования нелинейных колебаний и волновых процессов в проводах и тросах контактной подвески;

4. Разработать математические модели волновых и колебательных процессов в контактной подвеске с пружинным жидкостно-газовым демпфером и компенсатором;

5. Разработать методику расчёта пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети.

2 РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРУЖИННОГО ЖИДКОСТНО-ГАЗОВОГО ДЕМПФЕРА И КОМПЕНСАТОРА НАТЯЖЕНИЯ ПРОВОДОВ И ТРОСОВ КОНТАКТНОЙ СЕТИ

Колебания подвески контактной сети оказывают значительное влияние на качество токосъёма, приводя к потерям контакта и образованию дугового разряда с последующей эрозией [72]. Колебания подвески могут вызываться как самим токоприёмником, так и внешними воздействиями, например, ветровыми нагрузками [66].

Наличие в контактной подвеске различных связей между ее проводами и тросами, а также их расположение в пролете создают эффект демпфирования для подавления колебаний, что является важным при эксплуатации электроподвижного состава с несколькими токоприемниками. Однако в ряде случаев таких связей оказывается недостаточно, что требует применения дополнительного демпфирования за счёт соответствующей конструкции компенсатора [62].

Для оценки эффективности гашения колебаний проводов и тросов контактной сети вдоль пролета применяются критерии: частота и коэффициент затухания колебаний.

2.1 Пружинный жидкостно-газовый демпфер и компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети

Гашение колебаний контактной подвески базируется на преобразовании кинетической энергии в иные её виды, в частности, тепловую или электрическую.

Значение гашения колебаний в контактной подвеске постоянно увеличивается с ростом скорости движения и повышением требований к качеству токосъёма. Однако существующие компенсаторы не полностью удовлетворяют возрастающим требованиям к качеству работы и их конструкции. Данное обстоятельство объясняется, в частности, неполнотой имеющихся сведений о физике рабочих процессов гашения колебаний и характеристик, а также тем, что методы моделирования и конструирования ещё недостаточно разработаны.

Весьма заманчивым является перевод механической энергии в электрическую, что позволяет использовать или аккумулировать энергию колебаний, например, для питания систем телеметрии и передачи информации. Однако системы автоматического управления с электромагнитными приводами используются только на токоприёмниках, при этом энергия механических колебаний также в конечном итоге переходит в тепло. Перевод механической энергии в тепловую осуществляется с помощью сухого трения и с последующим ее рассеиванием при помощи жидкостного трения, а также иными способами.

В настоящее время полагают, что наиболее легкими и компактными при прочих равных условиях могут быть только газогидравлические демпферы и компенсаторы, которые обладают простотой регулировки и стабильностью характеристик в широком частотном диапазоне колебаний (до 20 герц).

Принцип действия газогидравлического компенсатора или демпфера основан на преобразовании механической энергии колебаний в тепловую энергию вследствие вязкого трения с последующим ее рассеиванием в пространстве посредством нагрева до температуры 100 °С и более. Газогидравлический компенсатор по своему устройству напоминает поршневой насос. Главное отличие которого в том, что жидкость перекачивается из одного пространства в другое по замкнутому кругу только внутри компенсатора. Ввиду этого компенсаторы и демпферы представляют собой определённый вид газогидравлических машин, работающих на средних и высоких давлениях. Выбранное давление определяет конструктивные размеры оконной системы, которая представляет собой совокуп-

ность окон, через которые сообщаются одна рабочая камера с другой. Такая система конструируется таким образом, чтобы обеспечивать заданную характеристику сопротивления компенсатора и гашение последним колебаний контактной подвески.

Характеристикой компенсатора определим зависимость его силы сопротивления от скорости перемещения поршня. Характеристики компенсаторов имеют различный вид и изображаются графически в координатах $P_k(v_\pi)$ (сила сопротивления компенсатора – скорость поршня, рисунок 2.1, а-е). Эти кривые не всегда могут быть гладкими функциями во всем диапазоне скоростей, поэтому строится кусочно-непрерывная функция для разных участков.

Рассматривается начальный участок характеристики, характеризующую течение жидкостей через окна-компенсаторы, и следующий за ним клапанный участок характеристики, который имеет место при работе перепускных клапанов.

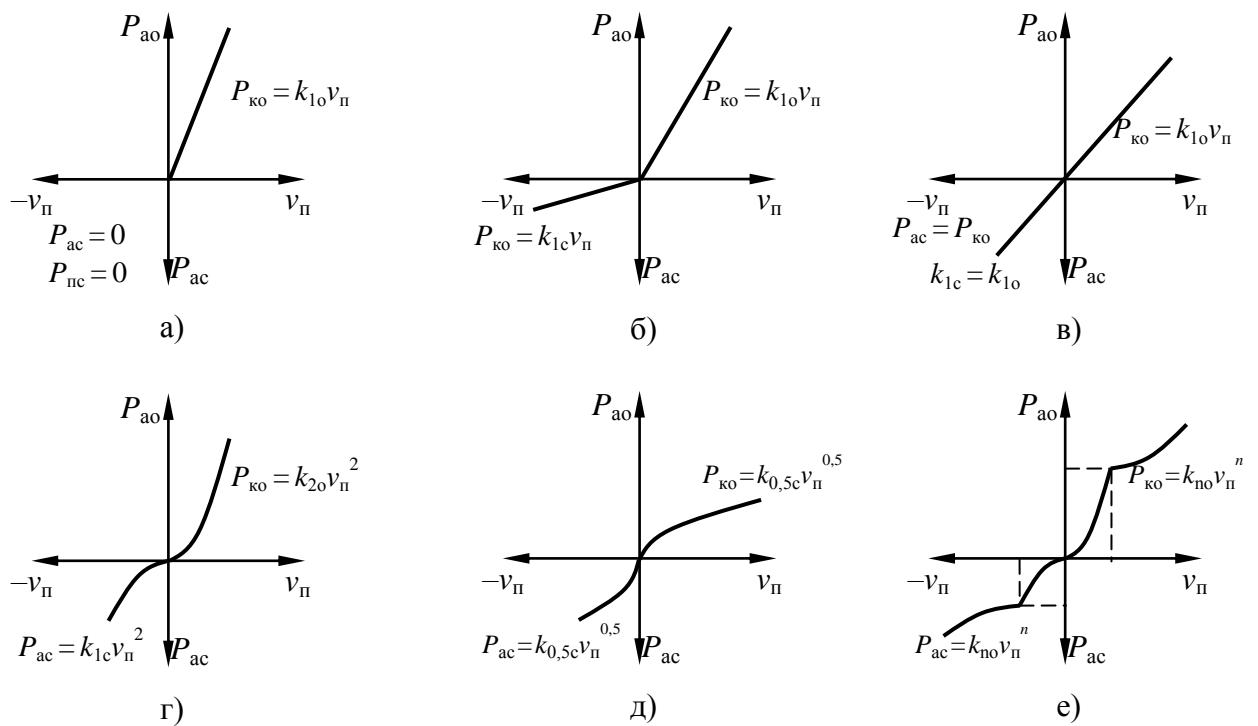


Рисунок 2.1 – Типовые характеристики сопротивления газогидравлических компенсаторов натяжения проводов и тросов контактной сети

Рассмотрим законы изменения силы сопротивления на рисунке 2.1, е указаны участки характеристики.

Начальный участок

$$P_k = k_m v_n^m, \quad (2.1)$$

где: k_m – коэффициент сопротивления начального участка;

m – показатель степени, $0 < m \leq 3$;

v_n – скорость поршня начального участка.

Клапанный участок

$$P_k = P'_k + k'_n (v_n - v'_n)^n, \quad (2.2)$$

где: P'_k – сила сопротивления компенсатора клапанного участка;

k'_n – коэффициент сопротивления клапанного участка;

n – показатель степени клапанного участка;

v_n – скорость поршня начального участка;

v'_n – скорость поршня клапанного участка.

Сила сопротивления компенсатора клапанного участка

$$P'_k = k_m v'_n^m. \quad (2.3)$$

Величина k'_n показывает дальнейшую скорость увеличения сопротивления компенсатора, когда $P'_k < P_k$.

Характеристики компенсаторов по участкам отличаются по 3 основным признакам:

- по степени m (линейные $m=1$; прогрессивные $1 < m$; регрессивные $m < 1$);
- по соотношению коэффициентов сопротивления на ходах сжатия k_{mc} и отдачи k_{mo} (односторонние $k_{mc}=0$; двухсторонние $k_{mc} \neq 0$; несимметричные $k_{mc} \neq k_{mo}$; симметричные $k_{mc}=k_{mo}$);

- по наличию или отсутствию клапанного участка.

Наиболее распространены демпферы и компенсаторы двухстороннего действия с калиброванными окнами, дающие нелинейную (прогрессивную) и несимметричную характеристики на начальном участке. Большинство компенсаторов имеют разгрузочные клапаны, изменяющие вид нелинейной характеристики – она становится регрессивной в диапазоне значений v_n , превышающих заданные.

Для практического измерения и оценки силы сопротивления компенсатора используется рабочая диаграмма (рисунок 2.2). Диаграмма представляет собой график силы сопротивления компенсатора при движении поршня с определенной частотой колебаний – обычно 1...2 Гц. Наибольшие значения силы сопротивления $P_{ко}$ и $P_{ко}$ на рабочей диаграмме имеются в середине хода и соответствуют наибольшей скорости его движения при заданном колебательном процессе. Рабочую диаграмму легко получить экспериментально на динамометрической установке, ввиду чего такой способ испытания и оценки характеристик компенсаторов получил широкое распространение.

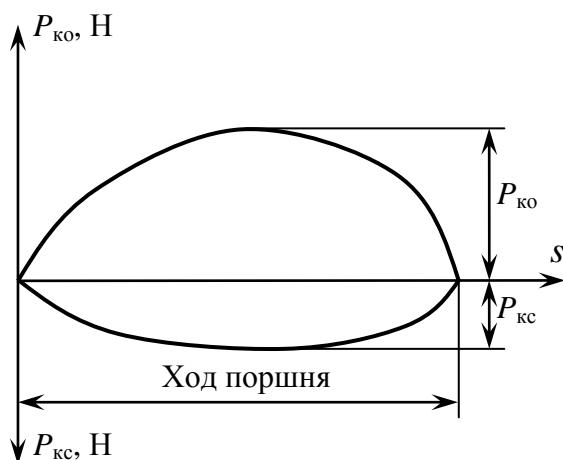


Рисунок 2.2 – Рабочая диаграмма изменения усилия компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети по ходу поршня

Внешней характеристике компенсатора $P_k(v_n)$ соответствует гидравлическая характеристика, представляющая собой зависимость давления жидкости в камере от расхода жидкости, вытесняемой через окна-компенсаторы. Таким образом, от стабильности гидравлической характеристики, которая определяется эле-

ментами системы и жидкостью, зависит стабильность рабочей характеристики компенсатора.

Непостоянство длины проводов и тросов контактной подвески, вызванное прохождением токоприёмника, температурными колебаниями и ветровыми нагрузками требует устройств компенсации длины при сохранении усилия.

Простейшими и широко применяемыми устройствами такого типа являются свободно висящие грузы, прикрепленные к тросам и проводам контактной подвески посредством вспомогательных тросо-роллерных систем.

Несмотря на очевидное преимущество компенсирующих устройств данного типа в плане независимости усилия от длины выбиравшего провеса, такие устройства не обладают достаточной способностью поглощать колебания контактной подвески, что на высокоскоростных режимах движения приводит к возникновению резонансных явлений в проводах и тросах, так называемой «пляски» проводов, с неизбежным нарушением контакта полоза токоприёмника и провода.

Также серьёзным недостатком является громоздкость известных грузовых компенсирующих механизмов, состоящих из системы грузов, тросов и шкивов. Отсутствие возможности размещения компенсирующего устройства в произвольном месте и в стеснённых габаритах делает невозможным решение задач совершенствования токосъёма на высоких скоростях.

Таким образом, встаёт задача разработки компенсатора принципиально иной конструкции, которая бы решала задачи повышению стабильности подвески контактной сети и скорости движения поездов, безопасности, долговечности, удобства монтажа и эксплуатации.

Поставленная задача решается за счет того, что предлагается пружинный жидкостно-газовый компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети ПЖГ-1, который обеспечивает стабильность натяжения проводов и тросов контактной сети, а также гасит колебания контактной подвески. Небольшая масса и габариты данного компенсатора делают возможной его установку на любой опоре контактной сети.

Это достигается тем, что в отличие от известных технических решений у пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети ПЖГ-1 высокая адаптивность к изменению параметров длины и состояния контактной сети, как по величине времени, так и по величине энергии колебания объекта натяжения. Закрытый и герметичный корпус изделия обеспечивает коррозионную стойкость и механическую прочность, а также удобство и безопасность монтажа и долговечность.

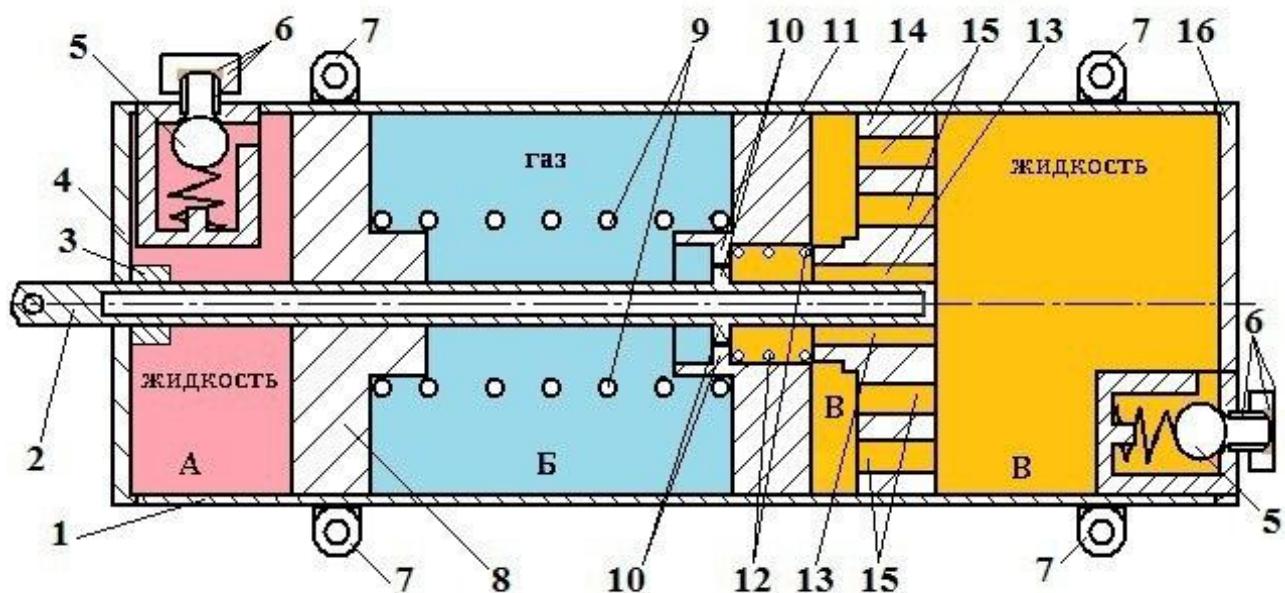


Рисунок 2.3 – Пружинный жидкостно-газовый компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети ПЖГ-1

На рисунке 2.3 показан пружинный жидкостно-газовый компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети ПЖГ-1 в разряженном состоянии.

На рисунке 2.4 показан ПЖГ-1 в заряженном и готовом к работе состоянии.

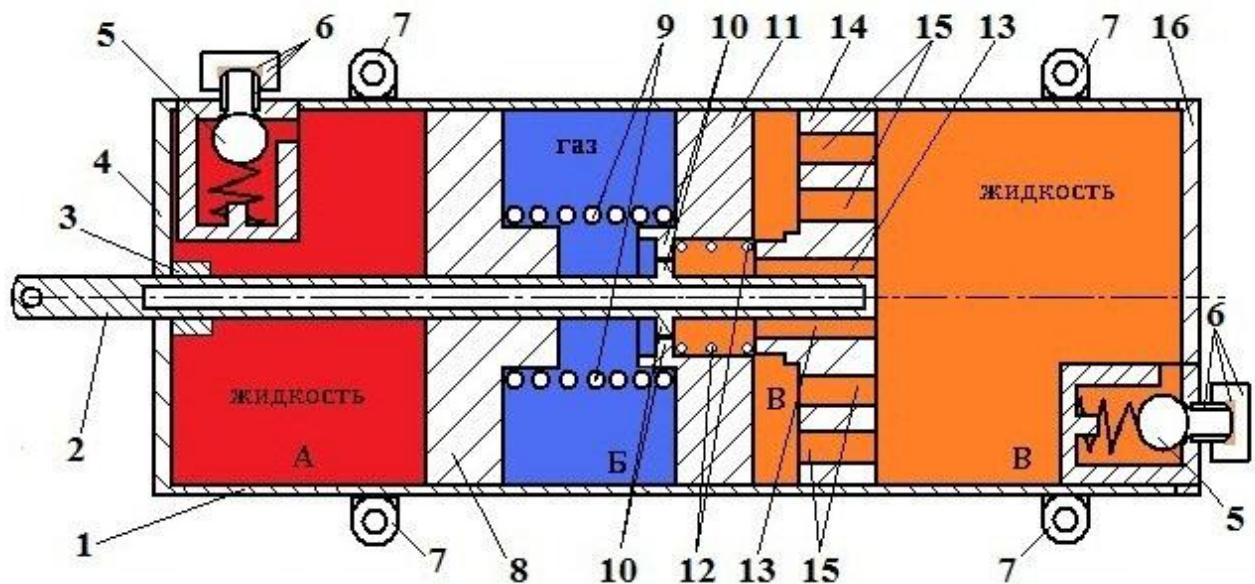


Рисунок 2.4 – Пружинный жидкостно-газовый компенсатор ПЖГ-1 в заряженном и готовом к работе состоянии

На рисунке 2.5 пружинный жидкостно-газовый компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети ПЖГ-1 при появлении усилия на штоке.

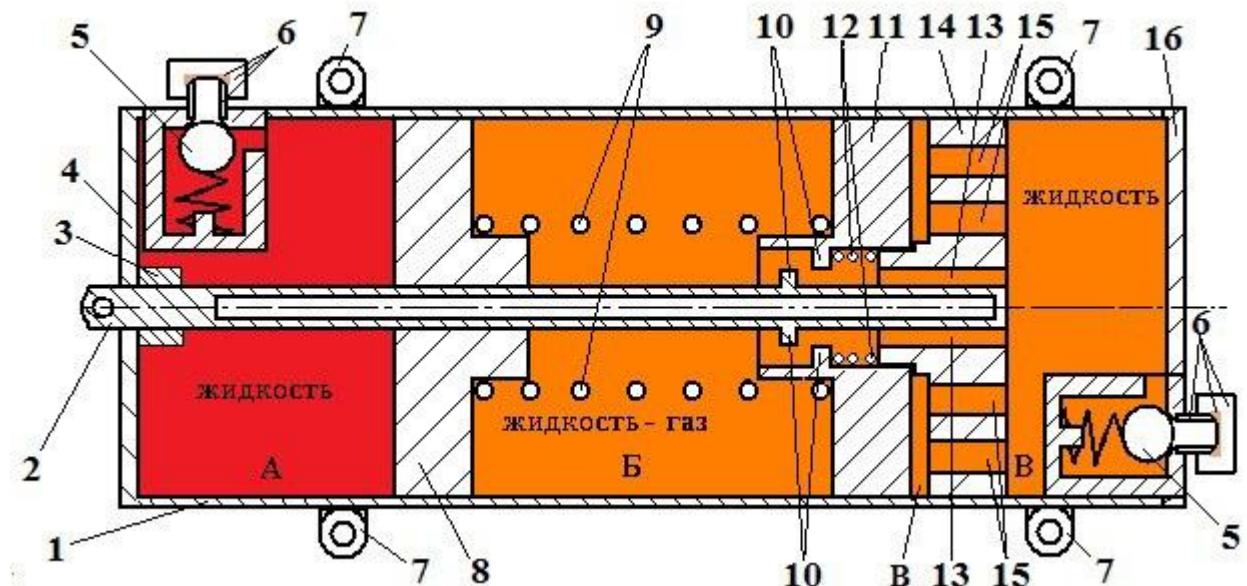


Рисунок 2.5 – Пружинный жидкостно-газовый компенсатор ПЖГ-1 при появлении усилия на штоке

На рисунке 2.6 пружинный жидкостно-газовый компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети ПЖГ-1 в положении обрыва объекта натяжения.

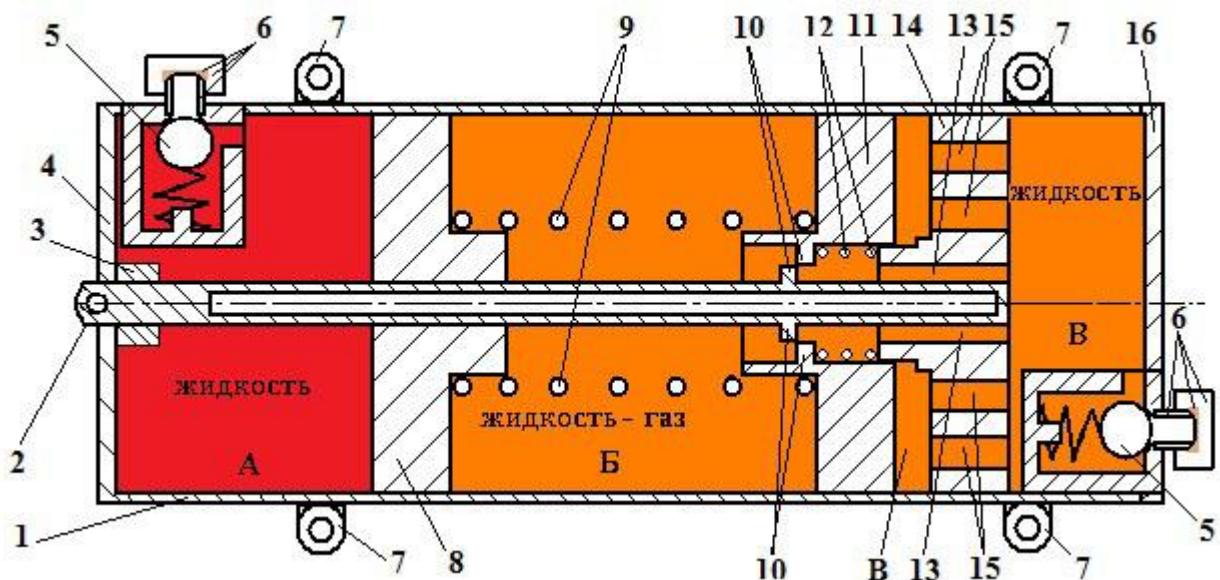


Рисунок 2.6 – Пружинный жидкостно-газовый компенсатор ПЖГ-1 в положении обрыва объекта натяжения

Пружинный жидкостно-газовый компенсатор натяжения проводов и тросов контактной сети содержит 3 полости: полость высокого давления (А) и исполнительную полость (В), заполненные рабочей жидкостью, силовую полость (Б), заполненную газом.

Корпус (1); шток (2); уплотнитель (3); передняя крышка (4); обратный клапан (5); зарядный штуцер с уплотнением и пробкой (6); проушины крепления (7); поршень высокого давления (8); силовая пружина (9); золотниковая пара (10); промежуточный поршень (11); золотниковая пружина (12); золотниковая проточка (13); исполнительный поршень (14); окна-компенсаторы (15); задняя крышка (16).

Устройство работает следующим образом.

На рисунке 2.3 изображено положение внутренних элементов пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при отсутствии избыточного давления жидкости в полости А. Шток (2) непо-

движно соединен с исполнительным поршнем (14), он в свою очередь взаимодействует с промежуточным поршнем (11), посредством золотниковой пружины (12) и золотниковой парой (10), которая при отсутствии нагрузки герметична. Силовая пружина (9), работающая между промежуточным поршнем (11) и поршнем высокого давления (8) находится в состоянии покоя. Также на исполнительном поршне (14) предусмотрены окна-компенсаторы (15) и золотниковая проточка (13) для взаимодействия силовой (Б) и исполнительной (В) полости.

В заряженном и готовом к работе состоянии (рисунке 2.4) в полость высокого давления (А) и исполнительную полость (В) закачивается объем жидкости, для создания рабочего избыточного давления. В результате силовая пружина (9) сжимается. Золотниковая пружина (12) находится в состоянии покоя, что обусловлено отсутствием усилия на штоке (2) компенсатора.

К штоку (2) через узел крепления присоединяется объект натяжения. При появлении усилия на штоке (2) (рисунок 2.5) исполнительный поршень (14) упирается в промежуточный поршень (11), золотниковая пружина (12) сжимается, золотниковая пара (10) становится негерметичной, и жидкость, находящаяся в исполнительной полости (В), через золотниковую проточку (13) заполняет силовую полость (Б) смесью жидкость-газ, в то же время происходит расправление силовой пружины (9), что обеспечивает постоянное натяжение объекта.

В связи с тем, что объект натяжения эксплуатируется в тяжелых рабочих условиях, возможны явления обрыва объекта натяжения (контактного провода или несущего троса) контактной сети. В случае аварии с обрывом объекта натяжения шток (2) пружинного жидкостно-газового компенсатора (рисунок 2.6) стопорится и не тянет за собой объект натяжения, что приводит к значительным уменьшениям масштабности аварии.

На корпусе (1) компенсатора расположены зарядные штуцера с уплотнением и пробкой (6) для заправки рабочей жидкостью полости высокого давления (А) и исполнительной полости (В). Обратный клапан (5) препятствует вытеканию жидкости при проведении калибровки компенсатора.

При прохождении токоприемника электроподвижного состава и возникновении колебаний объекта натяжения – энергия колебаний рассеивается и гасится пружинным жидкостно-газовым компенсатором натяжения проводов и тросов контактной сети, в результате перетекания жидкостно-газовой смеси из силовой полости (Б) в исполнительную полость (В) и обратно.

При изменениях температуры окружающего воздуха длина объекта натяжения контактной сети изменяется, при этом заявленный компенсатор поддерживает постоянство натяжения.

Таким образом, можно повысить стабильность подвески контактной сети и скорость движения поезда с обеспечением необходимой безопасности.

2.2 Имитационное моделирование параметров работы демпфера и пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при линейном и нелинейном сопротивлении

Математическое исследование колебаний компенсаторов натяжения проводов и тросов контактной сети традиционно выполняют при помощи линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, по которым решение разработано в теории наиболее полно [39], но в то же время связано с принятием ряда определенных допущений, которые не всегда выполняются в реальных условиях работы компенсатора.

В случае, когда не выполняются условия линейной характеристики сопротивления демпфера колебаний, приходится рассматривать нелинейные дифференциальные уравнения. Работу компенсатора будем рассматривать преимущественно в области резонансных частот в условиях вынужденных колебаний. Данное обстоятельство вызвано тем, что именно в тяжелых условиях работы системы к ди-

намическому гасителю колебаний предъявляются соответствующие требования: плавность хода, уменьшение относительных перемещений, ограничение ускорений.

2.2.1 Моделирование работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при линейном сопротивлении

Будем рассматривать компенсатор как диссипативную колебательную систему, состоящую из совокупной массы m поршней, пружины c с жёсткостью c и диссипативным коэффициентом r , как показано на рисунке 2.7.

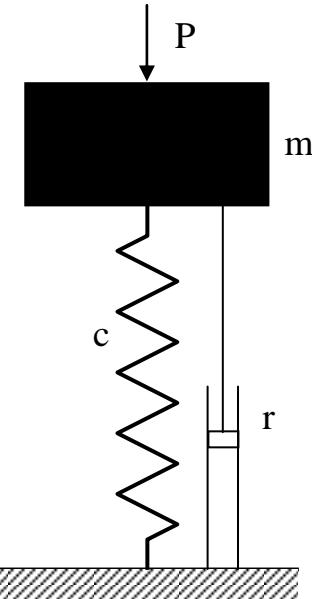


Рисунок 2.7 – Модель пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора как диссипативной системы

Запишем дифференциальное уравнение движения поршня компенсатора, прикладывая силу P :

$$0 = m \left(\frac{d^2 y(t)}{dt^2} \right) + r \left(\frac{dy(t)}{dt} \right) + cy(t). \quad (2.4)$$

Положив начальное положение поршня $y(0)$, и его скорость $y'(0)$, получим решение дифференциального уравнения

$$y(t) = e^{-\frac{tr}{2m}} \left(y(0) \operatorname{ch} \left(\frac{t\sqrt{r^2 - 4mc}}{2m} \right) + \frac{(ry(0) + 2my'(0)) \operatorname{sh} \left(\frac{t\sqrt{r^2 - 4mc}}{2m} \right)}{\sqrt{r^2 - 4mc}} \right). \quad (2.5)$$

Поскольку движение поршня обычно начинается из состояния покоя, то удобно положить $y'(0) = 0$:

$$y(t) = e^{-\frac{tr}{2m}} \left(y(0) \operatorname{ch} \left(\frac{t\sqrt{r^2 - 4mc}}{2m} \right) + \frac{ry(0) \operatorname{sh} \left(\frac{t\sqrt{r^2 - 4mc}}{2m} \right)}{\sqrt{r^2 - 4mc}} \right). \quad (2.6)$$

Обозначим угловую частоту

$$\omega = \frac{\sqrt{-r^2 + 4mc}}{2m}. \quad (2.7)$$

Введём коэффициент затухания

$$g = \frac{r}{2m}. \quad (2.8)$$

Тогда (3) можно записать в виде

$$y(t) = \frac{e^{-tg} y(0)(\cos(t\omega)\omega + g\sin(t\omega))}{\omega}. \quad (2.9)$$

Из (4) следует, что для того, чтобы колебания отсутствовали, необходимо положить $\omega = 0$, откуда легко получаем

$$r = 2\sqrt{m}\sqrt{c}, \quad (2.10)$$

$$g = \frac{\sqrt{c}}{\sqrt{m}}. \quad (2.11)$$

Взяв предел при $\omega = 0$, (6) можно записать в виде

$$y(t) = \frac{y(0)(1 + tg)}{e^{tg}}. \quad (2.12)$$

На рисунке 2.8 показаны кривые движения поршня при значениях $g = 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 1,0$.

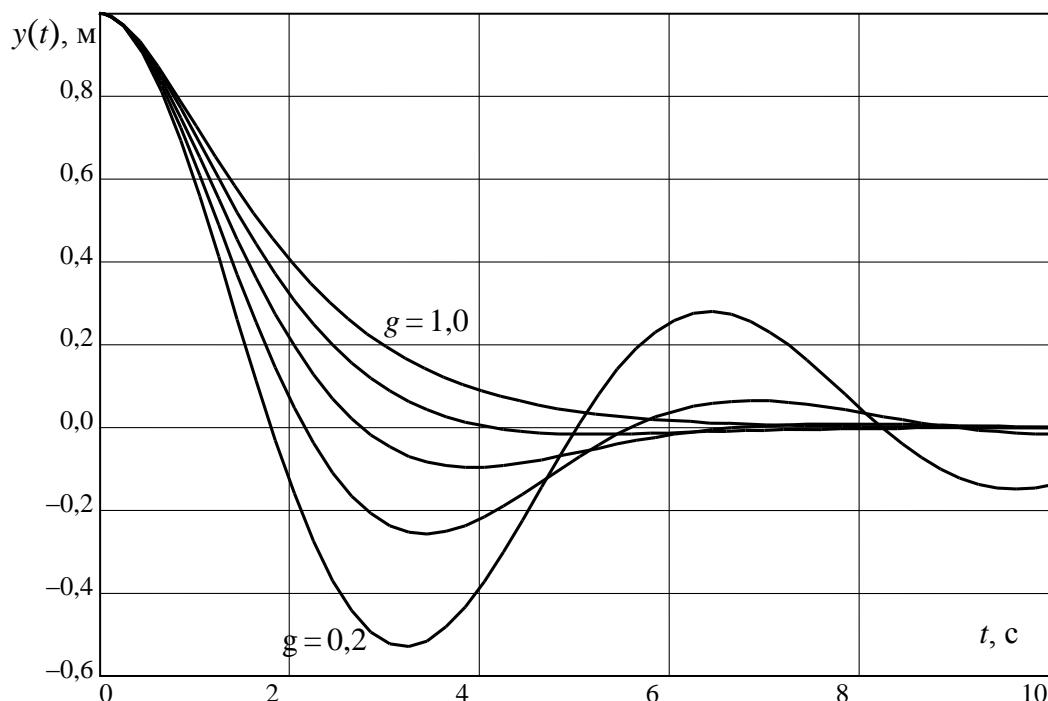


Рисунок 2.8 – Кривые положения поршня при линейном сопротивлении

Из графика на рисунке 2.8 следует, что выбором сопротивления движению поршня возможно получение полного подавления колебательности контактной подвески.

2.2.2 Моделирование работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при нелинейном сопротивлении

Запишем дифференциальное уравнение движения поршня при нелинейном сопротивлении.

Нелинейное сопротивление имеет место при жидкостном трении.

$$P = m \left(\frac{d^2 y(t)}{dt^2} \right) + r \operatorname{sgn} \left(\frac{dy(t)}{dt} \right) \left(\left| \frac{dy(t)}{dt} \right| \right)^k + c y(t). \quad (2.13)$$

Коэффициент сопротивления начального участка k обычно равен 2 для жидкостного сопротивления. В случае, когда $k=1$, получаем линейное сопротивление.

Нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка (2.13) не имеет аналитического решения, поэтому воспользуемся численным методом решения.

Для сравнения поведения компенсатора при различных параметрах нелинейного сопротивления, выберем нормированные значения массы и жёсткости колебательной системы, положив $m=1$ кг, $c=1$ Н/м, $r=1$ Нс/м. Коэффициент степени k положим равным 1, 2 и 3.

Положим начальное положение $y(0)=0$, а начальную скорость $y'(0)$ будем полагать различным значениям.

На рисунке 2.9 показаны графики движения поршня компенсатора при начальной скорости $y'(0)=1,0$.

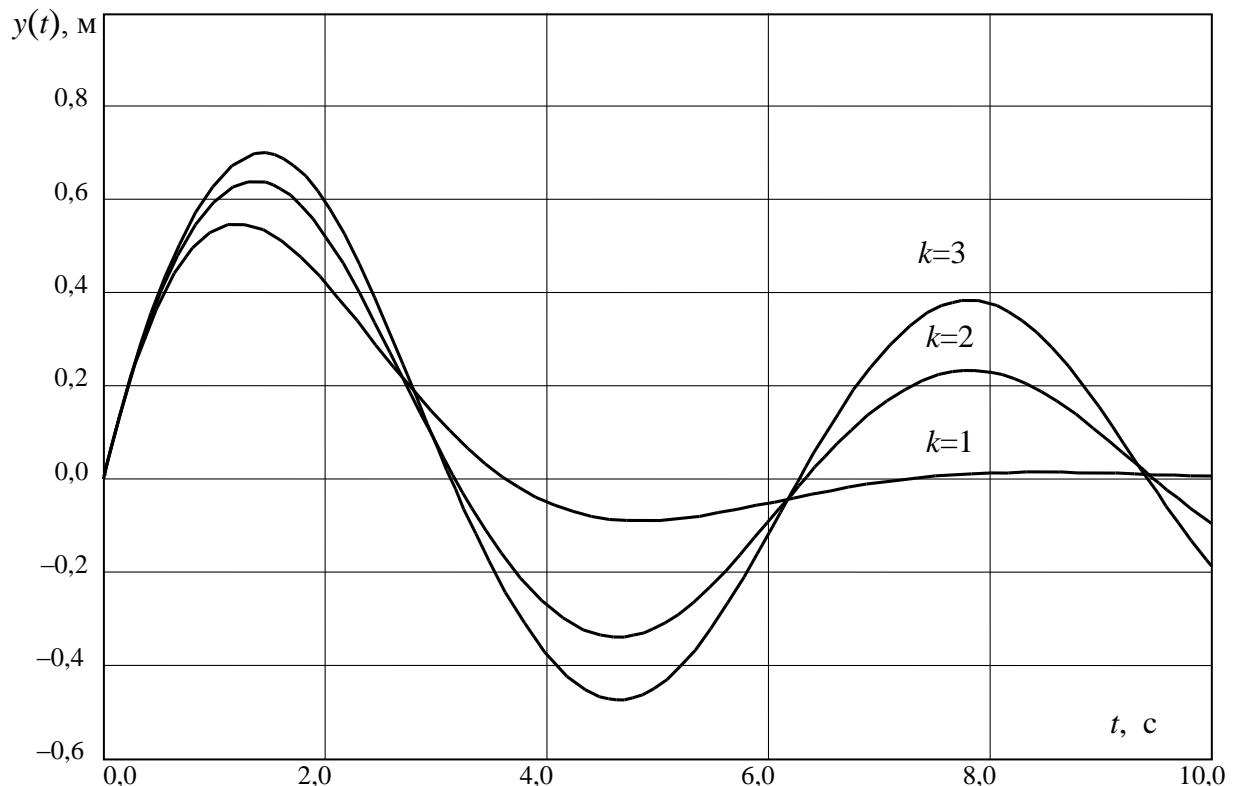


Рисунок 2.9 – Кривые положения поршня при нелинейном сопротивлении

Из графика на рисунке 2.9 следует, что по параметрам амплитуды начального колебания и скорости затухания колебаний наиболее предпочтительным оказывается линейное сопротивление при $k=1$. Однако с увеличением начальной скорости картина изменяется.

На рисунке 2.10 показаны графики движения поршня компенсатора при начальной скорости $y'(0)=1,55$.

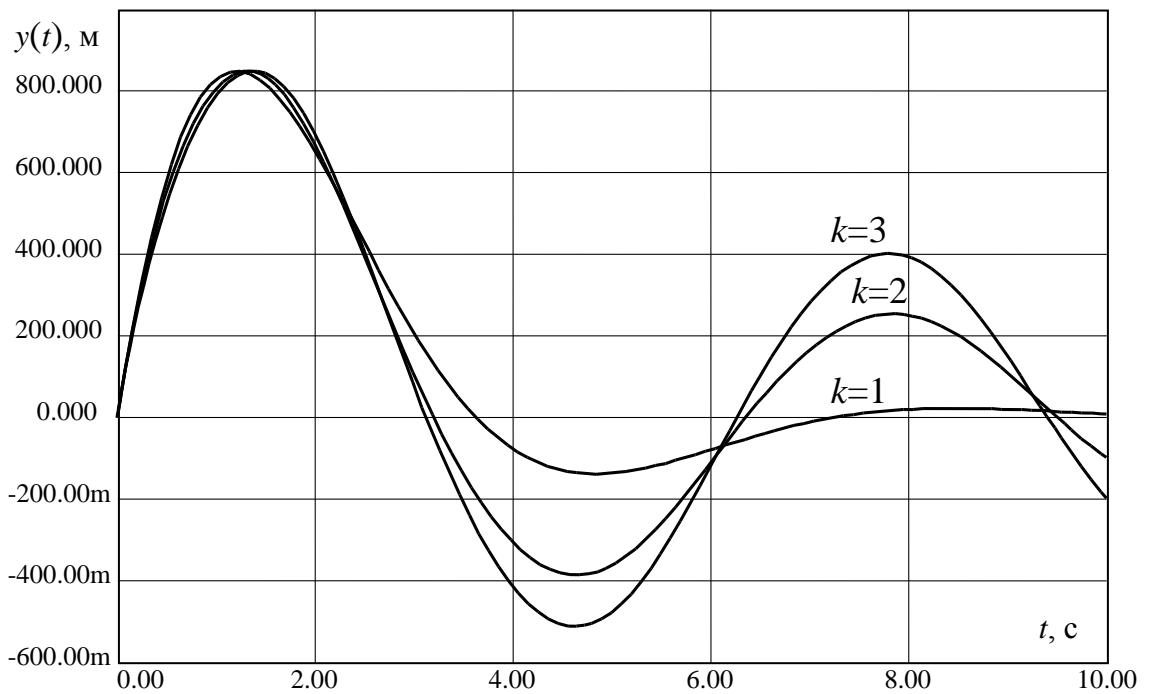


Рисунок 2.10 – Кривые положения поршня при нелинейном сопротивлении для равных амплитуд начального колебания

Из графика на рисунке 2.10 следует, что по параметрам амплитуды начального колебания все виды сопротивлений оказываются равными. Однако по скорости затухания колебаний предпочтительным оказывается линейное сопротивление при $k=1$.

На рисунке 2.11 показаны графики движения поршня компенсатора при начальной скорости $y'(0)=3,0$.

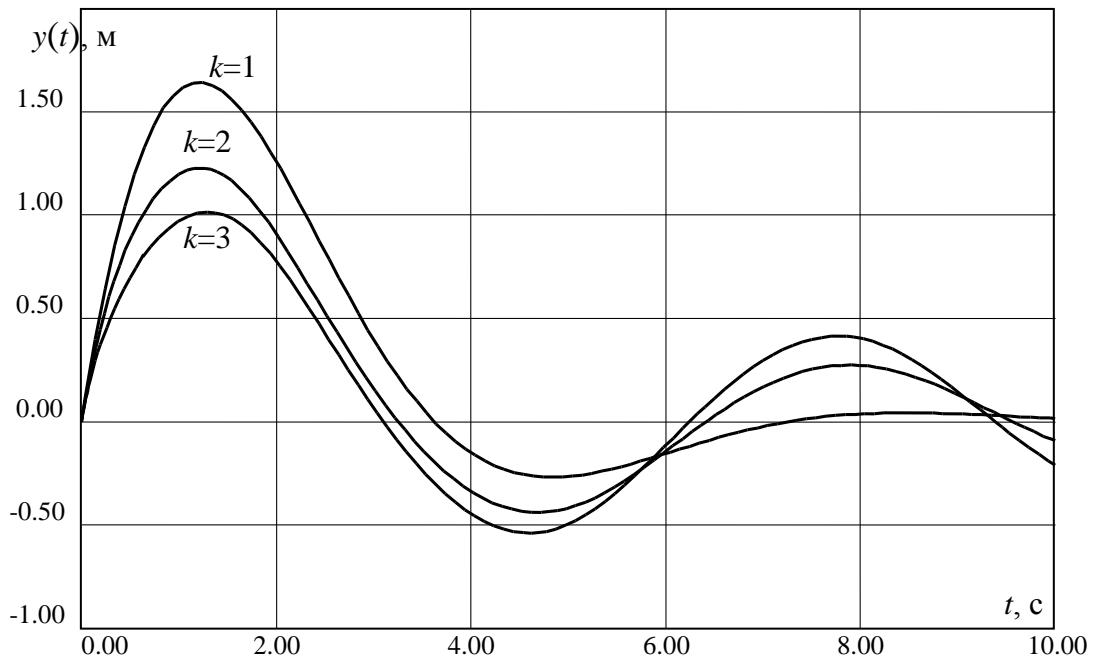


Рисунок 2.11 – Кривые положения поршня при нелинейном сопротивлении при начальной скорости $y'(0)=3,0$

Из графика на рисунке 2.11 следует, что по параметрам амплитуды начального колебания оказываются предпочтительными нелинейные виды сопротивления, причём с увеличением степени нелинейности амплитуда начального колебания уменьшается, и это проявляется тем больше, чем выше начальная скорость поршня. Однако по скорости затухания колебаний предпочтительным по-прежнему оказывается линейное сопротивление при $k = 1$.

При этом большие отклонения при возрастании степени нелинейности подавляются лучше, нежели малые колебания.

Таким образом, из вышеприведённого исследования следует, что для подавления сильного первоначального колебания необходимо использовать нелинейное сопротивление степеней от 2 до 3, а для подавления малых колебаний лучше всего подходит линейное сопротивление.

2.2.3 Моделирование работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети на жидкостно-газовой рабочей среде

При наличии газа в жидкости в исполнительной полости давление возникает в результате процесса сжатия и вытеснения жидкостно-газовой смеси через окна компенсаторы. Давление в исполнительной полости в любой момент времени практически одинаково и для жидкости, и для газа. Компоненты смеси – жидкость и газ – при увеличении давления сжимаются по-разному: объем жидкости изменяется незначительно, а объем газа – крайне значительно. При снижении давления в полости газ и жидкость расширяются в той же мере, как и сжимаются. Главная особенность работы жидкостно-газового компенсатора определяется раз-

ной сжимаемостью компонентов жидкостно-газовой смеси, которая обладает реологическими свойствами [38, 56].

Сопротивление дросселирующей системы напрямую зависит от плотности газо-жидкостной смеси γ_{cm} и ее вязкости ν_{cm} , определяющей режим течения. Положим, что объем исполнительной полости V_B при нормальных условиях заполнен жидкостью в объеме V_j и газом в объеме V_g т.е. $V_B = V_j + V_g$. Отношение $\chi_j = \frac{V_g}{V_j}$

назовем коэффициентом объемной концентрации газа в жидкости, а $\chi_g = \frac{V_g}{V_j}$ – парциальным коэффициентом концентрации. При этом имеем $\chi_{cm} = \frac{\chi_j}{1 + \chi_j}$. Величина χ_j

в общем случае является переменной, и зависит от полного давления в рабочей полости. В то же время весовое соотношение при равномерном распределении газа в смеси одинаково и не зависит от сжатия и истечения, т.е. $\chi_g = \frac{G_g}{G_j}$. Ввиду того

что $\chi_j = 1000\chi_g$ объемный вес смеси:

$$\gamma_{cm} = \frac{G_g + G_j}{V_B} = \frac{\gamma_j}{1 + \chi_j}. \quad (2.14)$$

С увеличением давления величина χ_j уменьшается, а величина γ_{cm} стремится к объемному весу чистой жидкости γ_j . Обычно максимальная величина χ_j не превышает 0,3, а в большинстве случаев ограничена величиной 0,2; при этом $\chi_{cm} \leq 0,16$. Выражение (2.14) определяет таким образом минимальную величину $0,85\chi_j \leq \chi_{cm}$.

Вязкость воздуха $\nu_B = 1,5 \cdot 10^{-5} \dots 2,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ в диапазоне положительных температур, характерных для работы компенсатора, сопоставима с вязкостью жидкости, поэтому

$$\nu_{cm} = \nu_j \quad (2.15)$$

Если жидкость в полости имеет одинаковый коэффициент объемной концентрации $\chi_{ж}$ в любом месте, то соответственно, вытекающая из нее смесь будет той же концентрации.

В данном случае уравнение неразрывности движения для циклического процесса будет в следующем виде:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{dV_{ж}}{dt} + \frac{dV'_г}{dt} \pm \frac{dV''_г}{dt} \quad (2.16)$$

Где $V'_г$ и $V''_г$ – объемы газа, соответственно выдавливаемого из полости и сжимаемого в ней. Знак плюс соответствует $0 < \frac{dp}{dt}$, а знак минус соответствует $\frac{dp}{dt} < 0$; при $\frac{dp}{dt} = 0$ и $0 < \frac{dV''_г}{dt}$. С учетом принятых обозначений $V'_г = \chi_{ж} V_{ж}$ и

$$\frac{dV_B}{dt} = (1 + \chi_{ж}) \left(\frac{dV_{ж}}{dt} \right) \pm \frac{dV''_г}{dt} \quad (2.17)$$

Таким образом, объем газа в полости изменяется и в относительном, и в абсолютном отношениях. Для получения уравнений движения поршня компенсатора необходимо получить характеристику компенсатора при работе на газожидкостной рабочей среде.

Будем считать исходное заряженное состояние компенсатора как нулевое. Рассмотрим движение поршня при появлении усилия на штоке. В этом случае происходит движение жидкости через дросселирующие окна, поэтому имеет место жидкостное сопротивление. Коэффициент сопротивления этого участка k равен 2 в нелинейном уравнении (2.13) для жидкостного сопротивления. Характеристика сопротивления на этом участке показана на рисунке 2.12.

При обратном движении поршня имеет место дросселирование газожидкостной рабочей среды. Коэффициент сопротивления этого участка k близок к 1 в

нелинейном уравнении (2.13) для жидкостного сопротивления. Таким образом, характеристика компенсатора будет иметь вид, показанный на рисунке 2.12.

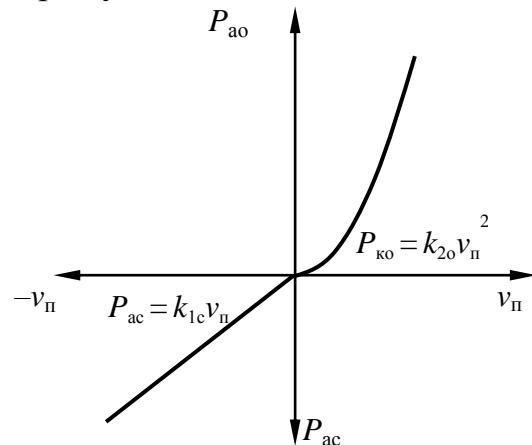


Рисунок 2.12 – Характеристика сопротивления компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети

Запишем дифференциальное уравнение движения поршня при нелинейном сопротивлении.

$$P = m \left(\frac{d^2 y(t)}{dt^2} \right) + \frac{r_2 \left(1 + \operatorname{sgn} \left(\frac{dy(t)}{dt} \right) \right) \left(\frac{dy(t)}{dt} \right)^2}{2} + \frac{r_1 \left(1 - \operatorname{sgn} \left(\frac{dy(t)}{dt} \right) \right) \left(\frac{dy(t)}{dt} \right)}{2} + cy(t).$$
(2.18)

Положим начальное положение $y(0)=0$, а начальную скорость $y'(0)=1,0$, коэффициенты $k_1=1$, $k_2=2$.

На рисунке 2.13 показаны график кривой положения поршня компенсатора.

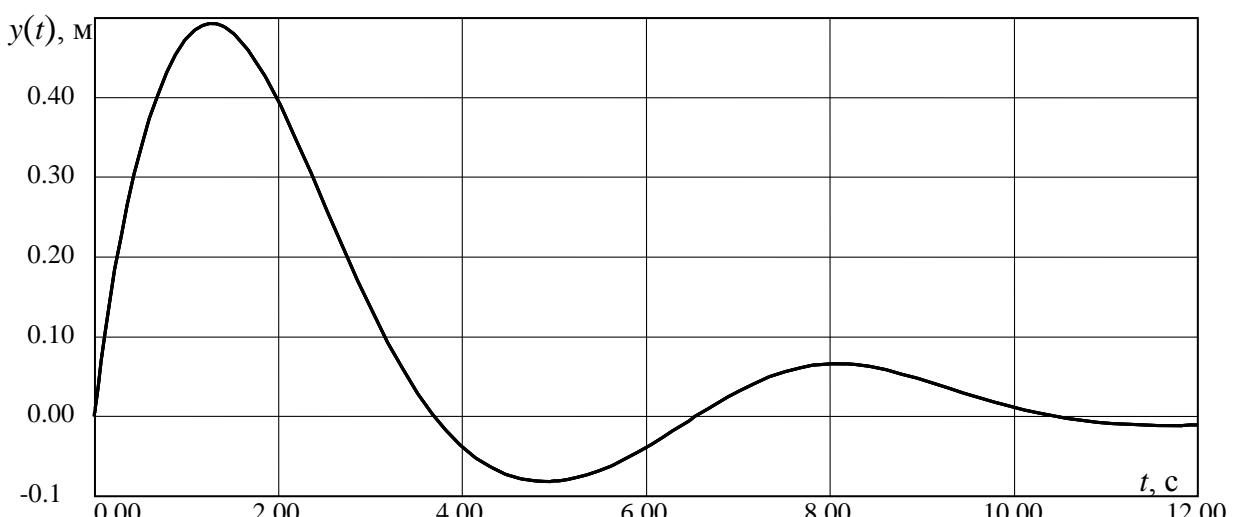


Рисунок 2.13 – Кривая положения поршня для газожидкостной рабочей среды

Из графика на рисунке 2.13 следует, что предложенный вид сопротивления компенсатора даёт возможность эффективно подавить первое сильное колебание на участке сжатия за счёт жидкостного сопротивления и затем также эффективно подавляется второе колебание на участке расширения за счёт газожидкостного сопротивления.

Таким образом, предложенная конструкция жидкостно-газового компенсатора ПЖГ-1 обеспечивает эффективное подавление как больших, так и малых колебаний контактной подвески.

2.3 Экспериментальная оценка результатов моделирования параметров работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети

2.3.1 Описание экспериментальной установки

Для проверки адекватности математической модели жидкостно-газового компенсатора ПЖГ-1 был изготовлен рабочий образец, показанный на рисунке 2.14.

Компенсатор ПЖГ-1 заполняется маслом марки АМГ-10, что даёт возможность работать при отрицательных температурах воздуха.



Рисунок 2.14 – Рабочий образец жидкостно-газового компенсатора ПЖГ-1
 1 – корпус; 2 – шток; 3 – передняя крышка; 4 – обратный клапан; 5 – зарядный штуцер с уплотнением и пробкой

Для оценки адекватности соответствия практических результатов расчётным была снята рабочая диаграмма изменения усилия компенсатора по ходу поршня, показанная на рисунке 2.15.

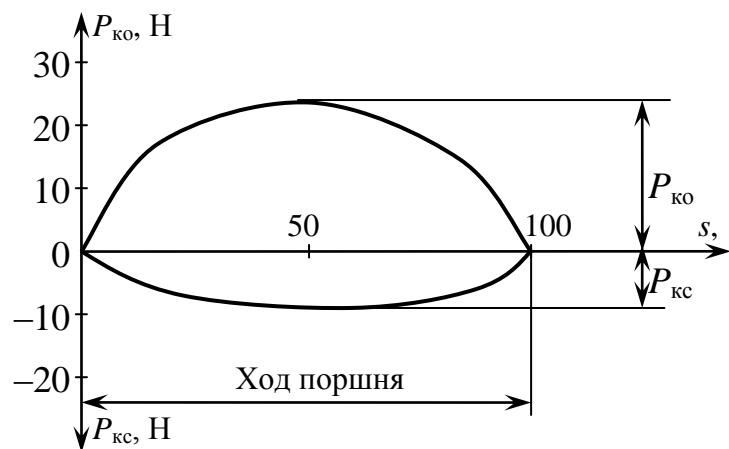


Рисунок 2.15 – Рабочая диаграмма изменения усилия компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети по ходу поршня

2.4 Выводы по второй главе

1. Рассмотрены общие вопросы гашения колебаний проводов и тросов контактной сети.

2. Установлено, что на современном уровне развития техники наиболее легкими и малогабаритными при одинаковой мощности могут быть только газо-гидравлические демпферы и компенсаторы, которые стабильностью характеристик в широком диапазоне частот колебаний.

3. Выполнено имитационное моделирование параметров работы пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при линейном и нелинейном сопротивлении. Установлено, что сочетание жидкостного и жидкостно-газового сопротивления даёт возможность эффективно подавить как первое сильное колебание за счёт жидкостного сопротивления, так и последующие слабые колебания за счёт жидкостно-газового сопротивления.

4. Выполнена экспериментальная оценка результатов моделирования параметров работы пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети. Установлено качественное соответствие теоретических и экспериментальных результатов.

3 РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПИСАНИЯ ВОЛНОВЫХ И КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКЕ С ПРУЖИННЫМ ЖИДКОСТНО-ГАЗОВЫМ ДЕМПФЕРОМ И КОМПЕНСАТОРОМ

3.1 Метод электрических аналогий

Применение метода электрических аналогий основано на эквивалентности записи физических уравнений, описывающих механические и электрические процессы.

Запишем уравнение упругой силы

$$F(t) = cx(t). \quad (3.1)$$

Выполнив дифференцирование обеих частей выражения (3.14), получим

$$\frac{dF(t)}{dt} = c \left(\frac{dx(t)}{dt} \right) = cv(t) = \frac{v(t)}{\eta}, \quad (3.2)$$

Откуда имеем

$$v(t) = \eta \left(\frac{dF(t)}{dt} \right), \quad (3.3)$$

где эластичность $\eta = \frac{1}{c}$.

Далее запишем уравнение второго закона Ньютона

$$F(t) = m \left(\frac{dv(t)}{dt} \right) \quad (3.4)$$

и уравнение вязкого трения

$$F(t) = rv(t). \quad (3.5)$$

Затем, перейдя к электрическим аналогиям, представим ток через ёмкость, напряжение на индуктивности и напряжение на резисторе

$$\begin{aligned} i(t) &= C \left(\frac{du(t)}{dt} \right); \\ u(t) &= L \left(\frac{di(t)}{dt} \right); \\ i(t) &= Gu(t). \end{aligned} \quad (3.6)$$

Сравнивая (3.9) с (3.5)-(3.7), устанавливаем следующие соответствия между механическими и электрическими величинами в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Соответствие между механическими и электрическими величинами

Наименование	Соответствие
скорость \leftrightarrow напряжение	$v(t) \leftrightarrow u(t)$
сила \leftrightarrow ток	$F(t) \leftrightarrow i(t)$
эластичность \leftrightarrow индуктивность	$\eta \leftrightarrow L$
масса \leftrightarrow ёмкость	$m \leftrightarrow C$
коэффициент вязкого трения \leftrightarrow проводимость	$r \leftrightarrow G$

Возможна также иная аналогия, при которой рассматриваются следующие уравнения

$$\begin{aligned}
 i(t) &= C \left(\frac{du(t)}{dt} \right); \\
 u(t) &= L \left(\frac{di(t)}{dt} \right); \\
 u(t) &= R i(t).
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

Сравнивая (3.10) с (3.5)-(3.7), устанавливаем следующие соответствия между механическими и электрическими величинами в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Соответствие между механическими и электрическими величинами

Наименование	Соответствие
скорость \leftrightarrow ток	$v(t) \leftrightarrow i(t)$
сила \leftrightarrow напряжение	$F(t) \leftrightarrow u(t)$
эластичность \leftrightarrow ёмкость	$\eta \leftrightarrow C$
масса \leftrightarrow индуктивность	$m \leftrightarrow L$
коэффициент вязкого трения \leftrightarrow сопротивление	$r \leftrightarrow R$

Отличие аналогий, приведённых в таблицах 3.1 и 3.2 состоит в том, что аналогия по таблице 3.1 приводит к узловым уравнениям, а аналогия по таблице 3.2 приводит к контурным уравнением.

Сказанное можно проиллюстрировать на примере колебания груза на пружине (пружинного маятника) при наличии сухого трения.

Как известно [37], при сухом трении движение начинается только по достижении определённого значения силы трения $F_{\text{тр}}$. В терминах электрических аналогий силе это эквивалентно резистору с гистерезисной характеристикой, у которого сопротивление имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 R &= 0, |i(t)| < I_{\text{тр}}, \\
 R &= \infty, I_{\text{тр}} < |i(t)|.
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

График данной функции показан на рисунке 3.1.

На рисунке 3.2 приводятся схемы электрических аналогий колебательной механической системы, состоящей из пружины, груза и сухого трения, построенные по аналогиям таблицы 3.1 (а) и таблицы 3.2 (б).

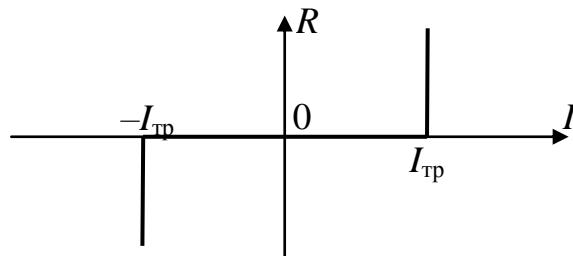
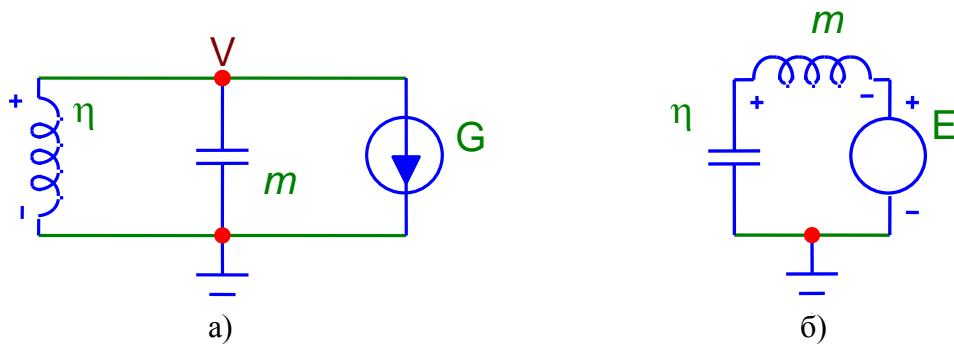


Рисунок 3.1 – График функции сухого трения



Полученные в таблицах 3.1 и 3.2 электрические аналогии дают возможность применить хорошо разработанный аппарат анализа и синтеза электрических цепей с сосредоточенными и распределёнными параметрами в совокупности с мощными пакетами программ моделирования, например, Микрокап [51]. Представление механических соединений в виде электрической цепи и удобство составления электрических схем позволяют выполнить анализ процессов, имеющих место в компенсаторе и в подвеске в целом.

Метод электрических аналогий даёт возможность исследовать как линейные, так и нелинейные механические системы, включающие в себя сухое и жидкостное трение, наличие мёртвого хода и другие особенности. Примем $m=1$, $\eta=1$, $F_{\text{тр}}=0,1$, $y_0=1$. В этом случае моделирование согласно узловой аналогии таблицы 3.1 приводится на рисунке 3.9.

На рисунке 3.9 показано перемещение груза как произведение тока (аналога силы) на эластичность и скорости груза как напряжения в узле.

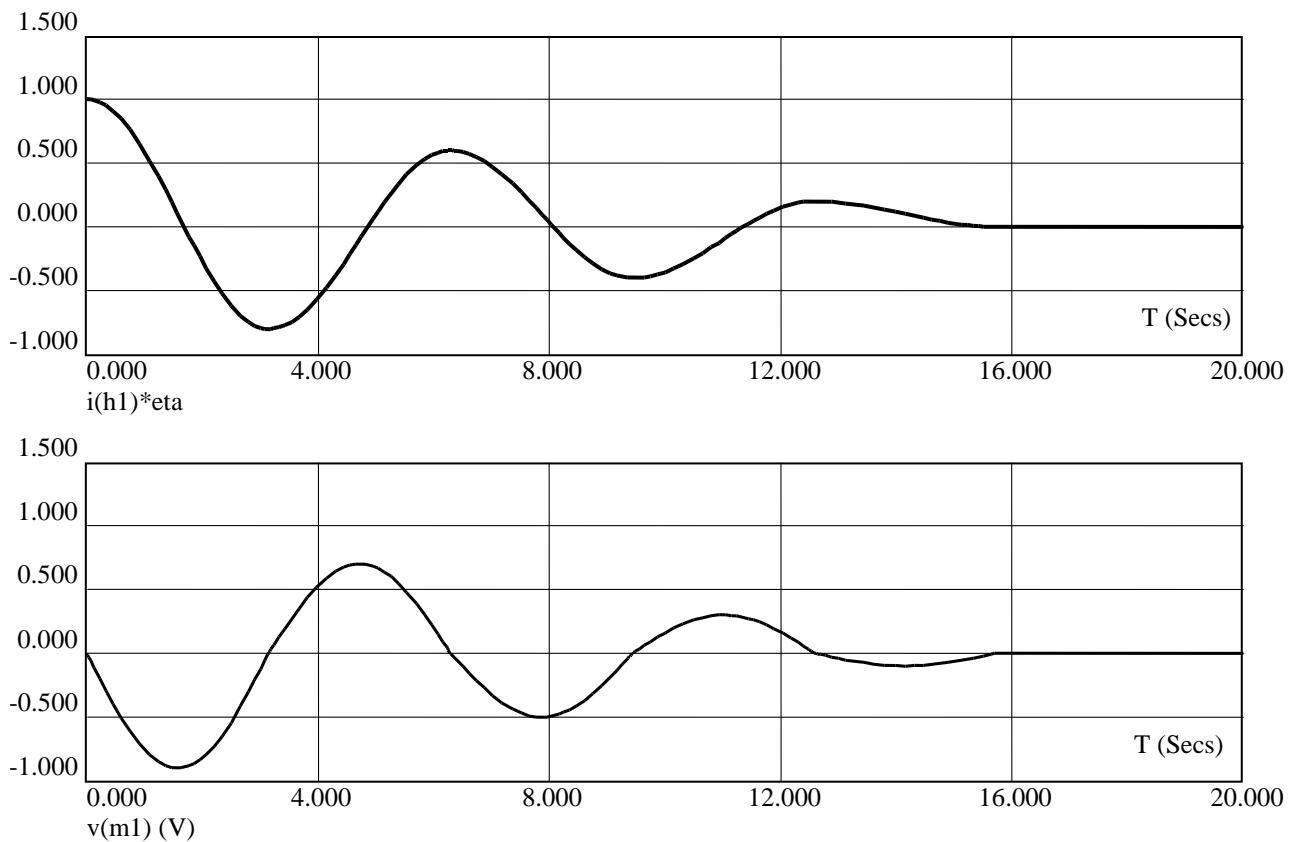


Рисунок 3.9 – Моделирование согласно узловой аналогии

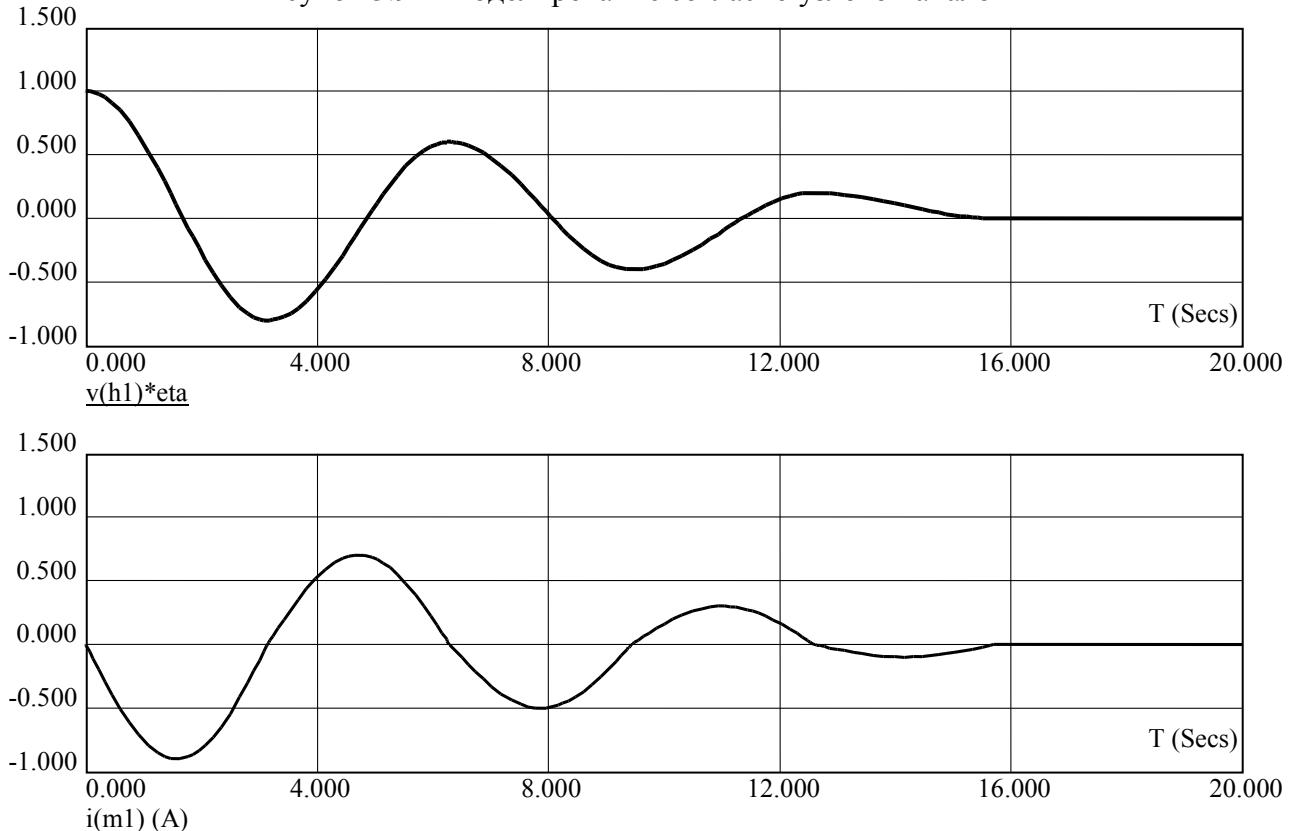


Рисунок 3.10 – Моделирование согласно контурной аналогии

Моделирование согласно контурной аналогии таблицы 3.2 приводится на рисунке 3.10.

На рисунке 3.10 показано перемещение груза как произведение напряжения (аналога силы) на эластичность и скорости груза как тока в контуре.

Как показывают кривые на рисунках 3.9 и 3.10, наблюдается полное соответствие узловой и контурной аналогий.

3.2 Моделирование статических параметров контактной подвески

Рассмотрим влияние демпферов на эластичность контактной подвески.

Будем считать, что провод и несущий трос имеют площадь поперечного сечения F , удельный вес ρ , модуль Юнга материала провода и троса E , длину пролёта L , предварительное натяжение троса T_t и провода T_n .

Рассмотрим цепочечный эквивалент растяжимого провода и троса. Разделим недеформированный провод и трос на n частей, и представим каждую часть массой $m = \frac{F\rho L}{n}$ и пружиной с длиной $\Delta = \frac{L}{n}$.

Тогда погонная нагрузка q выражается в виде

$$q = \rho F g. \quad (3.9)$$

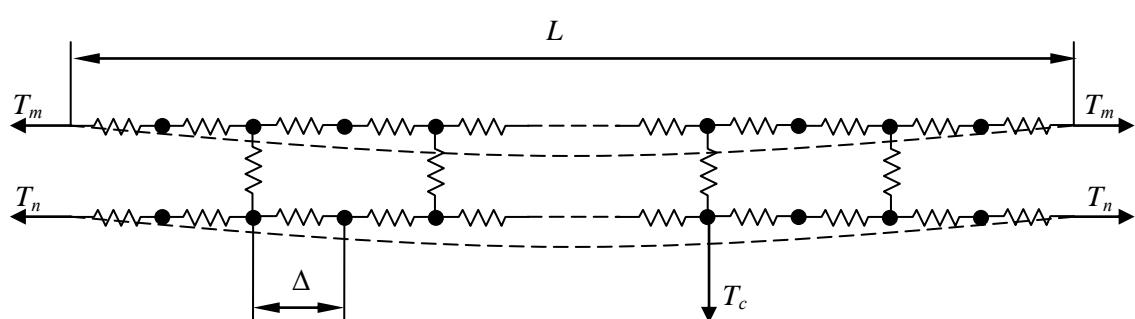


Рисунок 3.11 – Цепочечный эквивалент растяжимого провода

Кроме этого вводим струны, имеющие площадь поперечного сечения F_s , модуль Юнга материала струны E_s , длину струны L_c , предварительное натяжение струны T_c , как показано на рисунке 3.11.

Начало координат расположим на левом конце троса. Будем рассматривать текущие координаты x'_i, y'_i и x_i, y_i сосредоточенных масс провода и троса.

Запишем систему уравнений равновесия по осям Ox, Oy .

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\left(T_t + \frac{EF(\sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2} - \Delta)}{\Delta} \right) \Delta x_i}{\sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2}} = 0 \\ \frac{\left(T_t + \frac{EF(\sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2} - \Delta)}{\Delta} \right) \Delta y_i}{\sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2}} + q = 0 \end{array}, i=0\dots n \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{\left(T_c + \frac{EsFs(\sqrt{\Delta x'_i^2 + \Delta y'_i^2} - \Delta)}{\Delta} \right) \Delta x'_i}{\sqrt{\Delta x'_i^2 + \Delta y'_i^2}} = 0 \\ \frac{\left(T_c + \frac{EsFs(\sqrt{\Delta x'_i^2 + \Delta y'_i^2} - \Delta)}{\Delta} \right) \Delta y'_i}{\sqrt{\Delta x'_i^2 + \Delta y'_i^2}} + q = 0 \end{array}, i=0\dots n \right. \end{array} \quad (3.10)$$

где $\Delta x_i = x_{i+1} - x_i$, $\Delta y_i = y_{i+1} - y_i$, $\Delta x'_i = x'_{i+1} - x'_i$, $\Delta y'_i = y'_{i+1} - y'_i$

Систему уравнений (3.10) необходимо решать численными методами, например, методом Ньютона [12].

Рассмотрим контактную подвеску типа КС-200, принимая, что $L=65,0$ м, $L_c=1,0$ м, $E=1,275 \cdot 10^{11}$ Н/м², $E_c=1,275 \cdot 10^{11}$ Н/м², $F=1,2 \cdot 10^{-4}$ м², $F_c=1,2 \cdot 10^{-4}$ м², $\rho=8500,0$ кг/м³, $T_t=6000$ Н, $T_c=12000$ Н, $n=12$, $n_{ic}=4$, $n_c=3$.

С целью проверки адекватности рассматриваемой модели выполним сравнение с формой провеса тяжёлой нерастяжимой нити, уравнение которой для вертикальной координаты имеет вид

$$y(x) = \frac{H_{\pi} \left(\operatorname{ch} \left(\frac{\rho F g (-2x + L)}{H_{\pi}} \right) - \operatorname{ch} \left(\frac{\rho F g L}{H_{\pi}} \right) \right)}{2\rho F g}. \quad (3.11)$$

На рисунке 3.12 показана кривая провеса для троса и провода модельной контактной подвески, где тонкой линией показана кривая провисания тяжёлой нерастяжимой нити. При этом предварительное напряжение составляло $H_{\pi} = 12800$ Н, для того, чтобы натяжения в обоих случаях были равными.

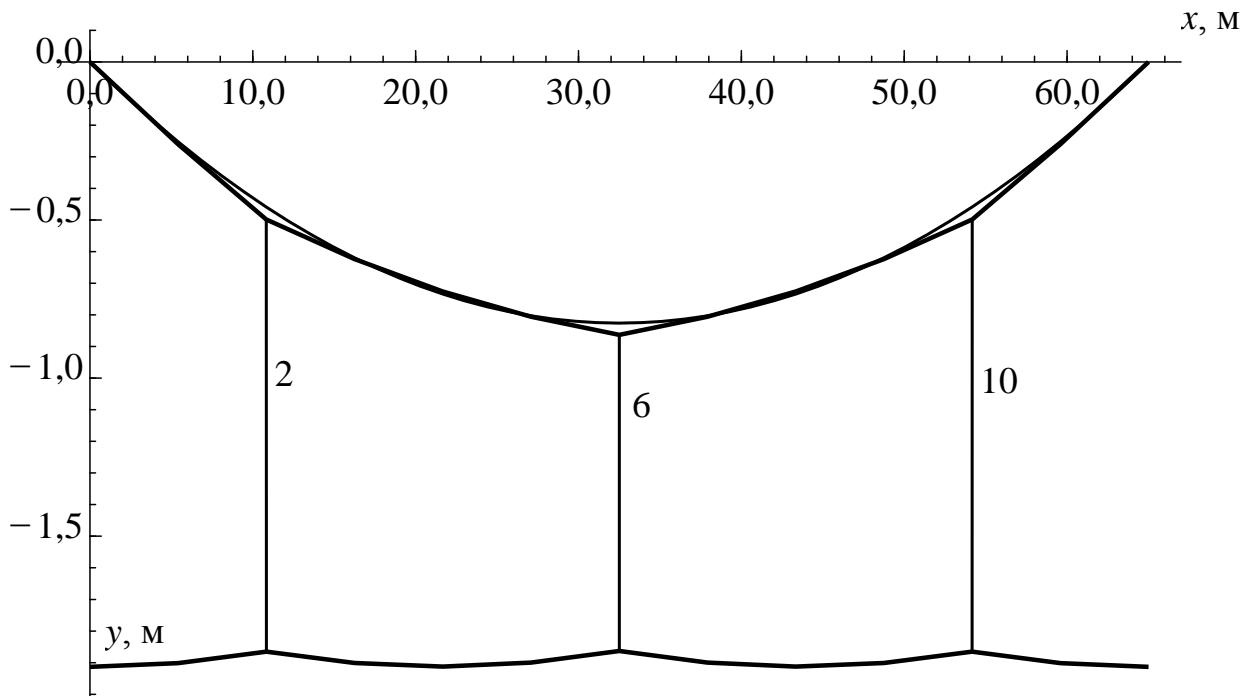


Рисунок 3.12 – Кривая провеса для троса и провода модельной контактной подвески

Относительная разность наибольшего провеса между решением для растяжимого и нерастяжимого провода составляет 0,02056 %, что с одной стороны, свидетельствует о полной адекватности модели растяжимого провода в случае малых провисаний, величина которой составляет 0,6777 %, а с другой стороны позволяет не учитывать горизонтальные смещения провода, и рассматривать одномерную задачу в направлении вертикальной оси, что значительно упрощает анализ нелинейных колебательных и волновых процессов в контактной подвеске.

Для оценки влияния пружинно-жидкостных демпферов получим значения сил натяжения струн, которые составляют $T_{c2}=215,6 \text{ Н}$, $T_{c6}=219,3 \text{ Н}$, $T_{c10}=215,6 \text{ Н}$.

Определим значение эластичности в середине пролёта под струной, для чего приложим силу нажатия токоприёмника $P_t=70,0 \text{ Н}$.

На рисунке 3.13 показана кривая провеса для троса и провода модельной контактной подвески, где тонкой линией показана кривая провисания тяжёлой нерастяжимой нити при приложении силы нажатия токоприёмника $P_t=70,0 \text{ Н}$ в середине пролёта под струной.

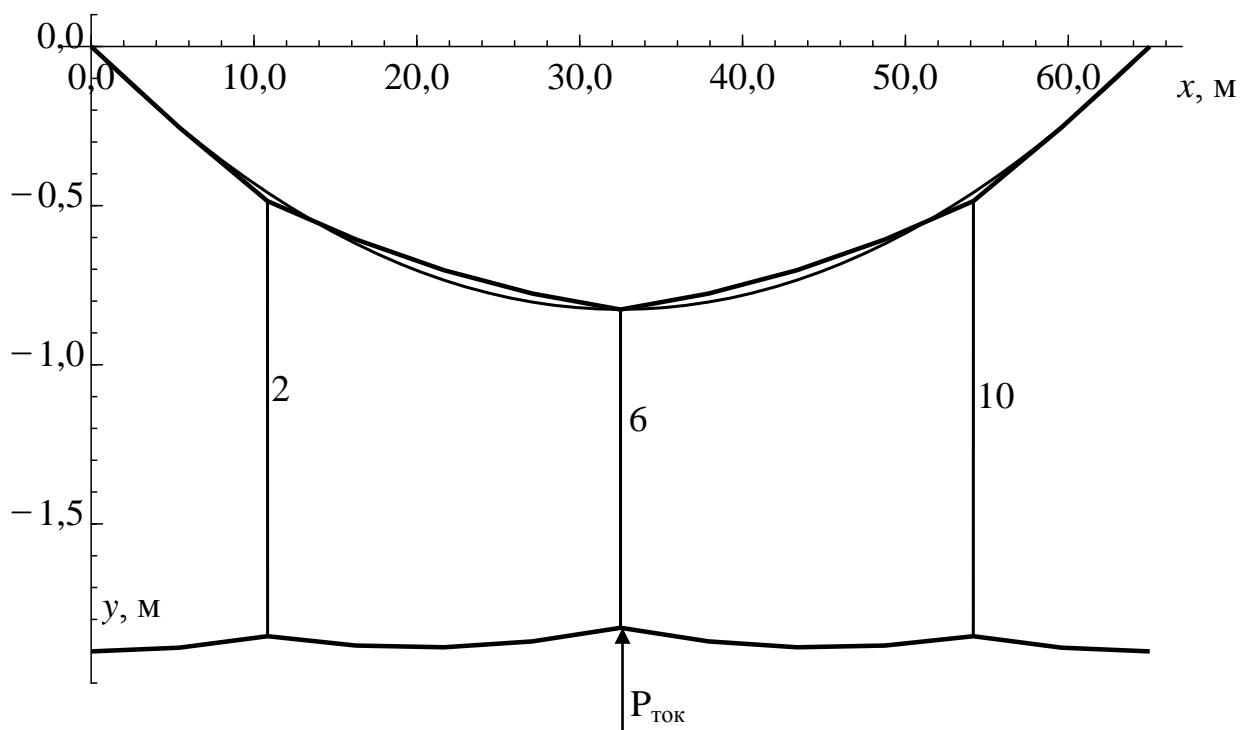


Рисунок 3.13 – Кривая провеса для троса и провода модельной контактной подвески при приложении силы нажатия токоприёмника в середине пролёта

В этом случае значение эластичности составляет $\eta=5,245 \cdot 10^{-4} \text{ м/Н}$.

Значение эластичности под крайними струнами составляет $\eta=4,644 \cdot 10^{-4} \text{ м/Н}$.

Значение непостоянства эластичности составляет $a=1,114$.

Установим вместо средней струны пружинный жидкостно-газовый компенсатор с жёсткостью $c=1530,0 \text{ Н/м}$.

На рисунке 3.14 показана кривая провеса для троса и провода модельной контактной подвески, где тонкой линией показана кривая провисания тяжёлой нерастяжимой нити при приложении силы нажатия токоприёмника $P_t = 70,0$ Н под крайней струной и установке компенсатора вместо средней струны.

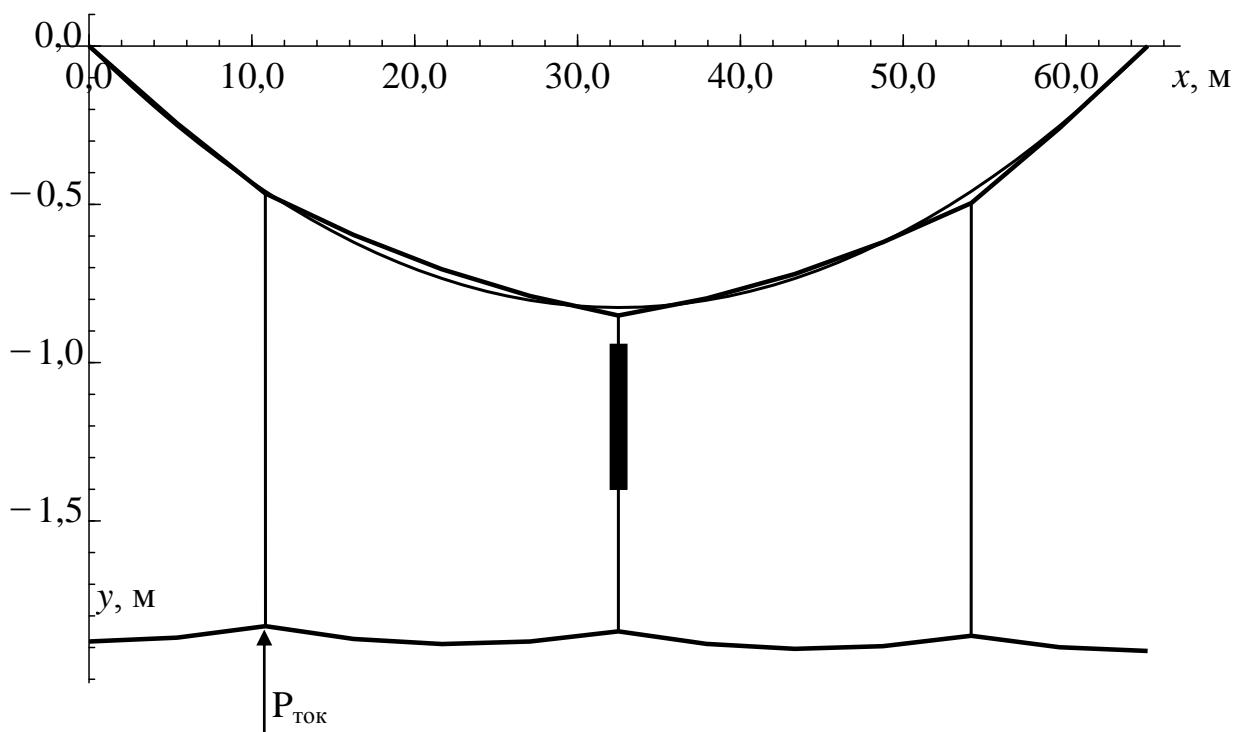


Рисунок 3.14 – Кривая провеса для троса и провода модельной контактной подвески при приложении силы нажатия токоприёмника под крайней струной

В этом случае значение эластичности в середине пролёта составляет $\eta = 4,708 \cdot 10^{-4}$ м/Н, а значение эластичности под крайними струнами составляет $\eta = 4,67 \cdot 10^{-4}$ м/Н.

Значение непостоянства эластичности составляет $a = 1,008$.

Таким образом, имеет место существенное выравнивание эластичности в пролёте, то есть неравномерность эластичности снижается с 11,4% до 0,8%.

Отсюда следует, что применение пружинного жидкостно-газового компенсатора является благоприятным для выравнивания эластичности в пролёте.

3.3 Моделирование нелинейных колебаний контактной подвески

Для анализа процессов возбуждения и подавления нелинейных колебаний проводов и тросов контактной подвески рассмотрим одномерные колебания груза на пружине вдоль вертикальной оси, как показано на рисунке 3.13. Расстояние между опорами соответствует одному пролёту.

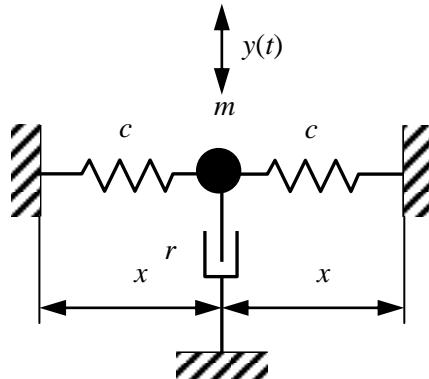


Рисунок 3.13 – Одномерные колебания груза на пружине вдоль вертикальной оси

Зададим предварительное натяжение пружины T . Тогда уравнение движения груза с учётом потерь на трение запишется в виде

$$\frac{\left(2T + \frac{2EF(\sqrt{x^2 + (y(t))^2} - x)}{x}\right)y(t)}{\sqrt{x^2 + (y(t))^2}} + r\left(\frac{dy(t)}{dt}\right) + m\left(\frac{d^2y(t)}{dt^2}\right) = 0. \quad (3.12)$$

На рисунке 3.14 показана контурная электрическая аналогия механической системы согласно уравнения (3.12).

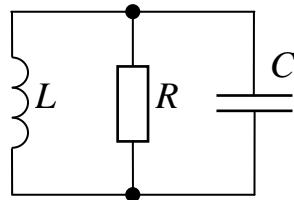


Рисунок 3.14 – Узловая электрическая аналогия механической системы нелинейных одномерных колебаний груза на пружине

Уравнение для тока в контуре схемы рисунка 3.4 запишется в виде

$$\frac{u(t)}{L} + \frac{\left(\frac{du(t)}{dt}\right)}{R} + C\left(\frac{d^2 u(t)}{dt^2}\right) = 0. \quad (3.13)$$

Установливая соответствие между механическими и электрическими параметрами, запишем

$$L = \frac{\sqrt{x^2 + (y(t))^2}}{2T + \frac{2EF(\sqrt{x^2 + (y(t))^2} - x)}{x}}, \quad C = m, \quad R = \frac{1}{r}. \quad (3.14)$$

Для определения этой зависимости положим $m = 1$, $x = 1$, $EF = 1$, $y(0) = 1$.

На рисунке 3.15 показана зависимость частоты нелинейных одномерных колебаний груза на пружине от предварительного натяжения пружины.

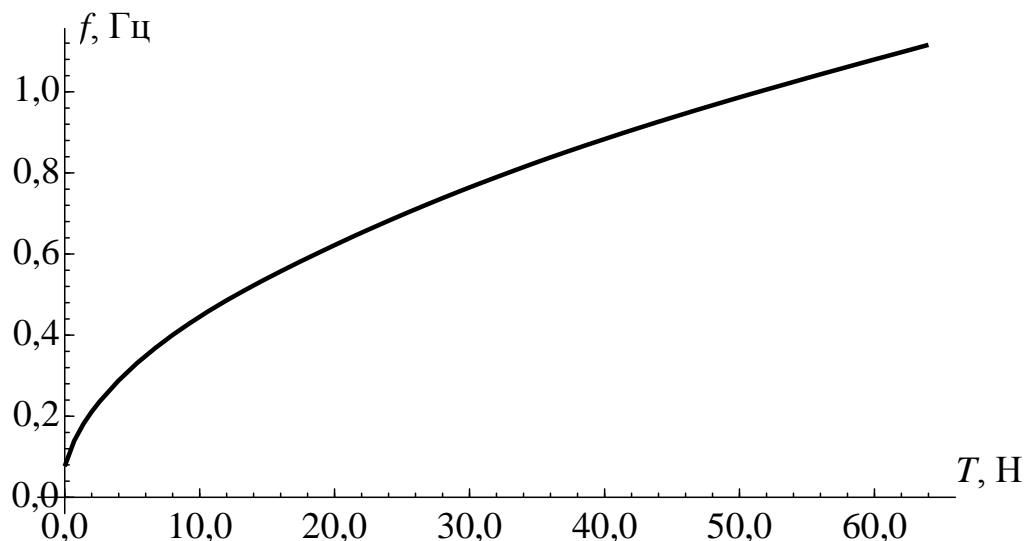


Рисунок 3.15 – Зависимость частоты нелинейных одномерных колебаний груза на пружине от предварительного натяжения пружины

Важным также является установить зависимость частоты колебаний от амплитуды колебаний, так как это определяет аэродинамическое возбуждение автоколебаний и требования к устройствам подавления таких колебаний.

Рассмотрим случай контактной подвески типа КС-200, принимая, что $x=32,5$ м, $E=1,275 \cdot 10^{11}$ Н/м², $F=1,2 \cdot 10^{-4}$ м², $\rho=8500,0$ кг/м³, $T=12000$ Н.

На рисунке 3.16 показана зависимость частоты нелинейных одномерных колебаний груза на пружине от амплитуды колебаний.

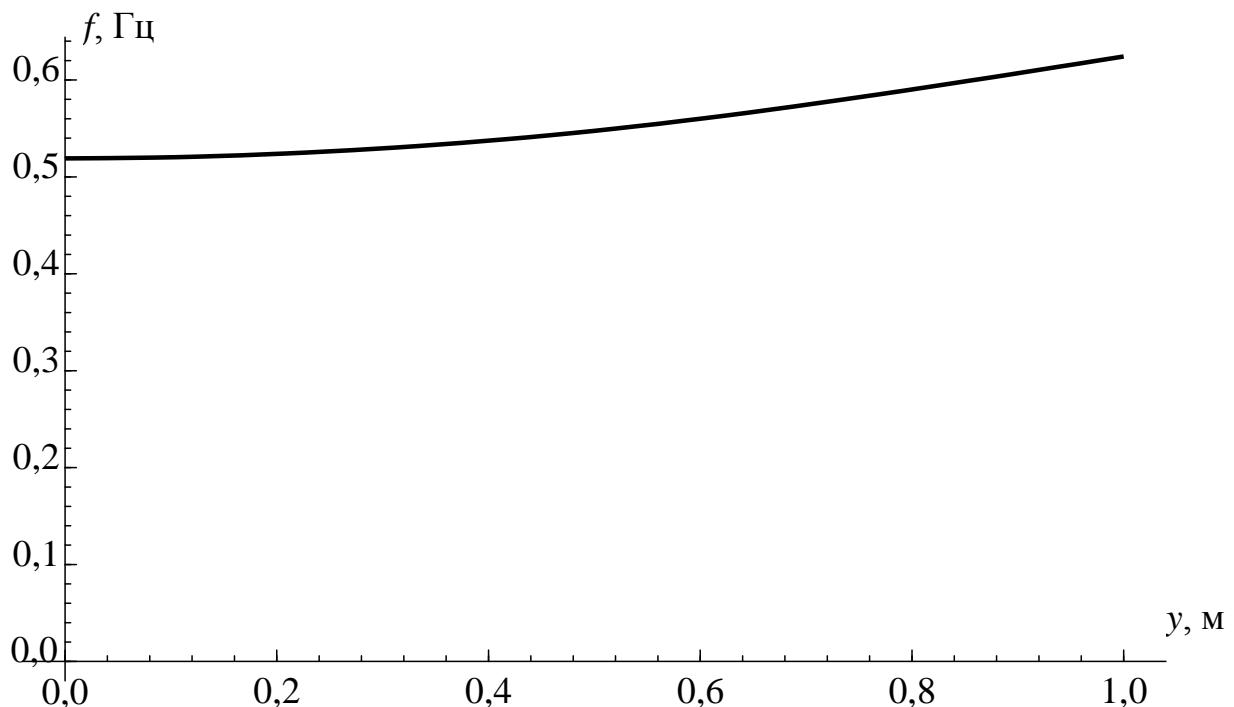


Рисунок 3.16 – Зависимость частоты нелинейных одномерных колебаний груза на пружине от амплитуды

Частота колебаний груза на пружине соответствует реальной частоте основной моды колебаний контактного провода подвески КС-200.

Как следует из рисунка 3.16 частота нелинейных одномерных колебаний груза на пружине возрастает с ростом амплитуды колебаний.

Для более полной картины описания колебаний проводов и тросов контактной подвески рассмотрим одномерные колебания грузов цепочечного эквивалента растяжимого провода согласно рисунка 3.11.

Для малых отклонений выражение для силы в (3.12) можно разложить по степеням $y(t)$ и, ограничиваясь второй степенью, записать

$$\left(\frac{2T}{x} + \frac{(-T+EF)(y(t))^2}{x^3} \right) y(t) + r \left(\frac{dy(t)}{dt} \right) + m \left(\frac{d^2y(t)}{dt^2} \right) = 0. \quad (3.15)$$

Частота первой гармоники стоячих волн для бесконечно малых амплитуд определяется выражением

$$f = \frac{1}{2\sqrt{\frac{\rho F}{T}}L}. \quad (3.16)$$

В условиях рассмотренного случая контактной подвески КС-200 данное значение будет равно 0,8343 герц.

Пользуясь цепочечным эквивалентом при числе интервалов, равным $n=65$, при амплитуде в центре пролёта, равной $y_{max}=0,2$ м, получим, что частота первой гармоники стоячих волн будет равна 0,8343 герц, что свидетельствует о полной адекватности рассматриваемой модели нелинейных колебаний провода.

Форма, приобретаемая проводом, отличается от синусоидальной тем более, чем больше амплитуда колебаний. Кроме этого, имеет место наличие биений, связанных с нелинейностью задачи.

На рисунке 3.17 приводятся формы колебаний провода начальной амплитуде в центре пролёта $y_{max}=0,2$ м.

В то же время для $y_{max}=0,1$ м, форма кривой провода мало отличается от синусоидальной, как следует из рисунка 3.18.

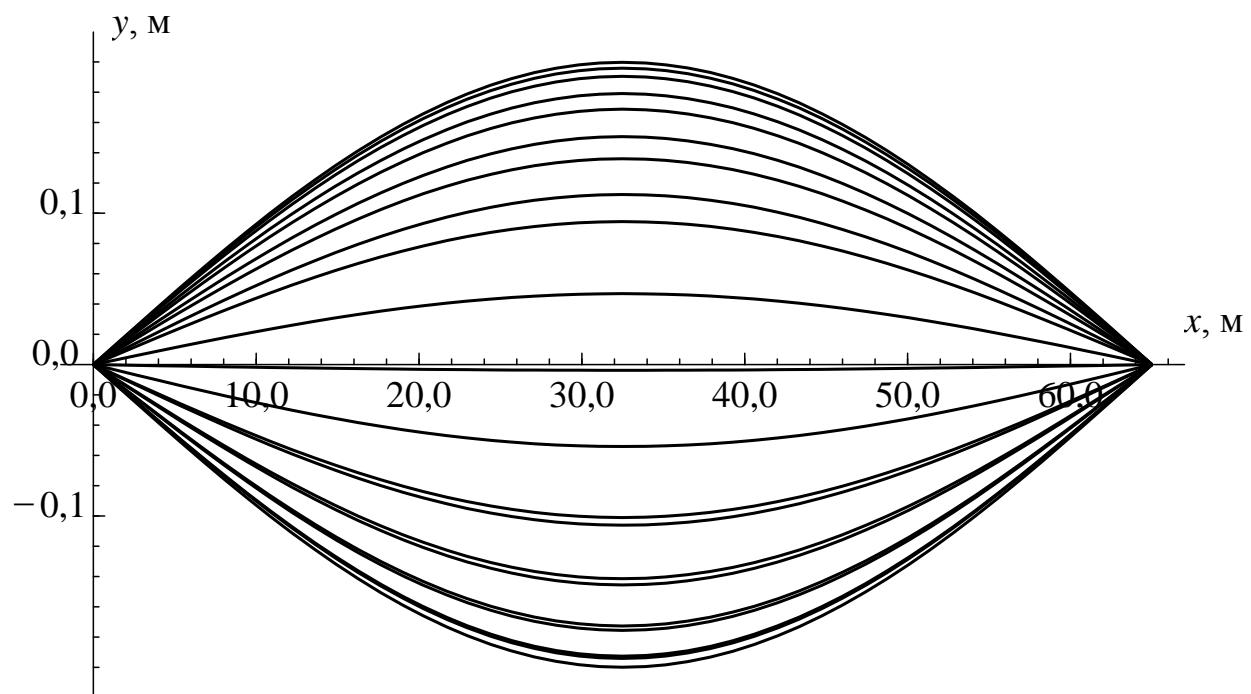


Рисунок 3.17 – Форма кривой провода для $y_{max} = 0,2 \text{ м}$

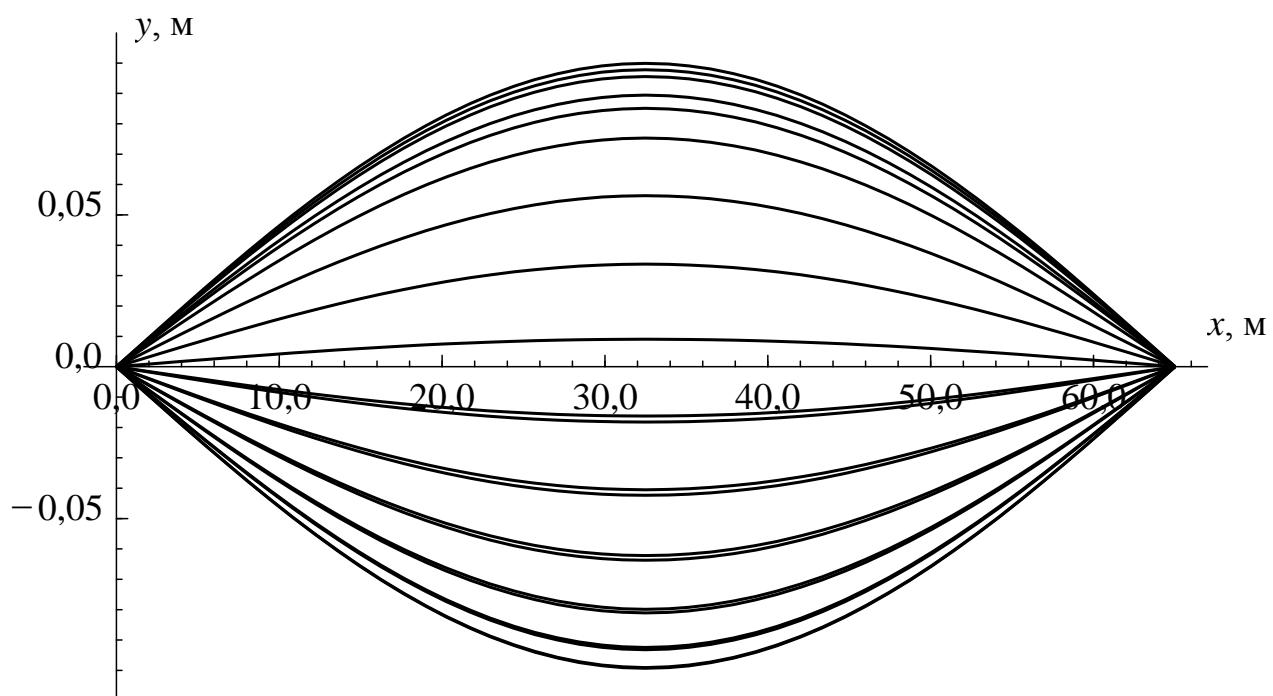


Рисунок 3.18 – Форма кривой провода для $y_{max} = 0,1 \text{ м}$

На рисунке 3.19 показана зависимость частоты нелинейных одномерных колебаний цепочечного эквивалента контактной подвески от амплитуды колебаний в центре пролёта для первой гармоники.

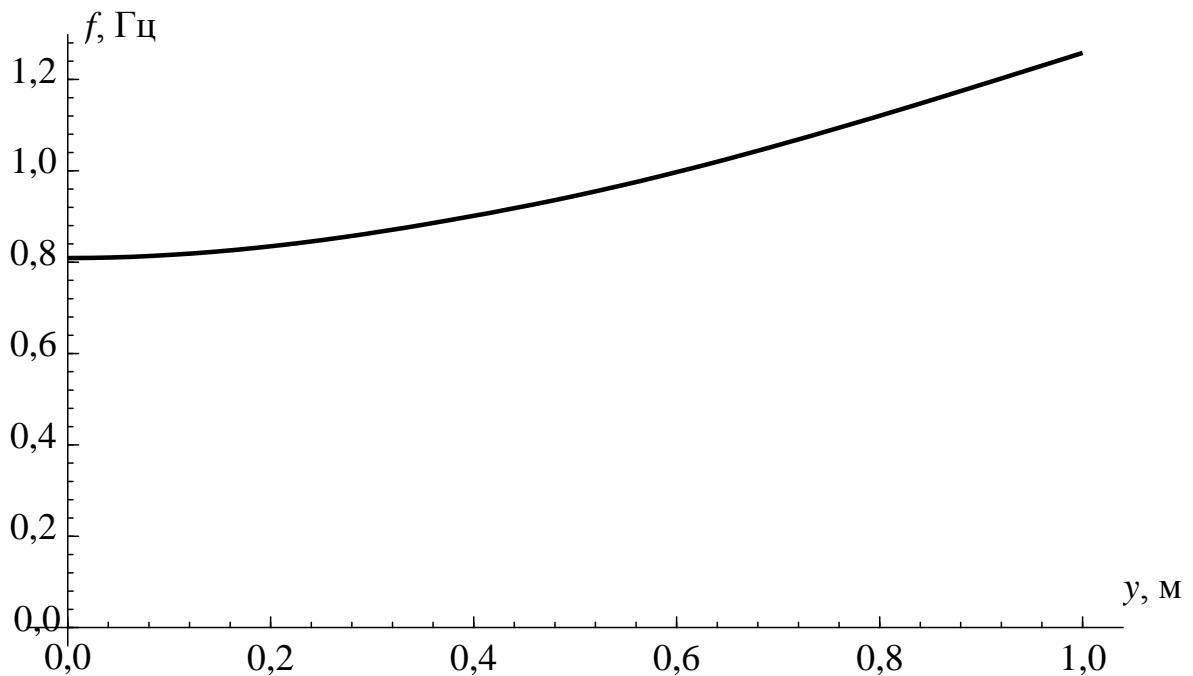


Рисунок 3.19 – Зависимость частоты нелинейных одномерных колебаний цепочечного эквивалента контактной подвески от амплитуды колебаний в центре пролёта для первой гармоники

Как следует из сравнения кривых на рисунках 3.16 и 3.17 имеет место аналогичный рост частоты колебаний груза на пружине и цепочечного эквивалента контактного провода для первой гармоники. Это даёт возможность пользоваться для анализа гашения колебаний подвески с помощью жидкостно-газового компенсатора простой моделью нелинейных одномерных колебаний груза на пружине.

Рассмотрим установку пружинного жидкостно-газового компенсатора в пролёте, как показано на рисунке 3.20.

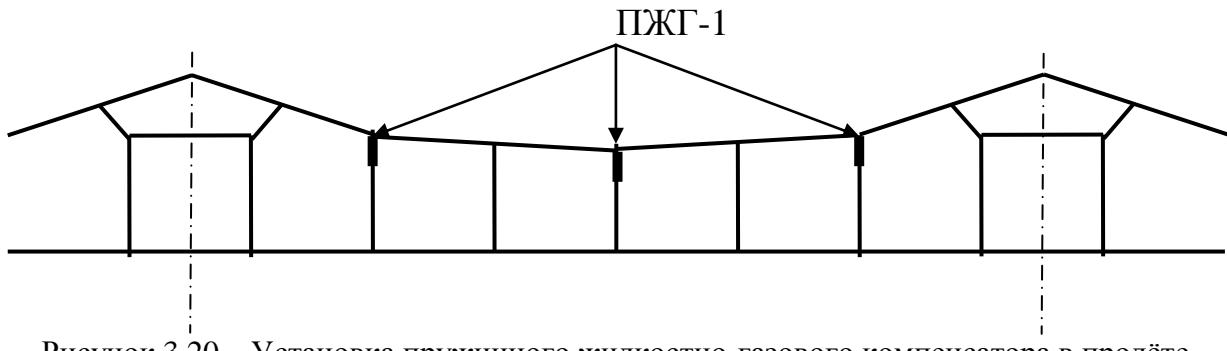


Рисунок 3.20 – Установка пружинного жидкостно-газового компенсатора в пролёте

Оценим эффективность гашения автоколебаний контактного провода при различной установке компенсатора.

Для этого построим графики затухания компенсатора с диссипацией, равной 10,0 Нс/м для случая трёх демпферов и одного компенсатора в середине проёма, как показано на рисунках 3.21 и 3.22.

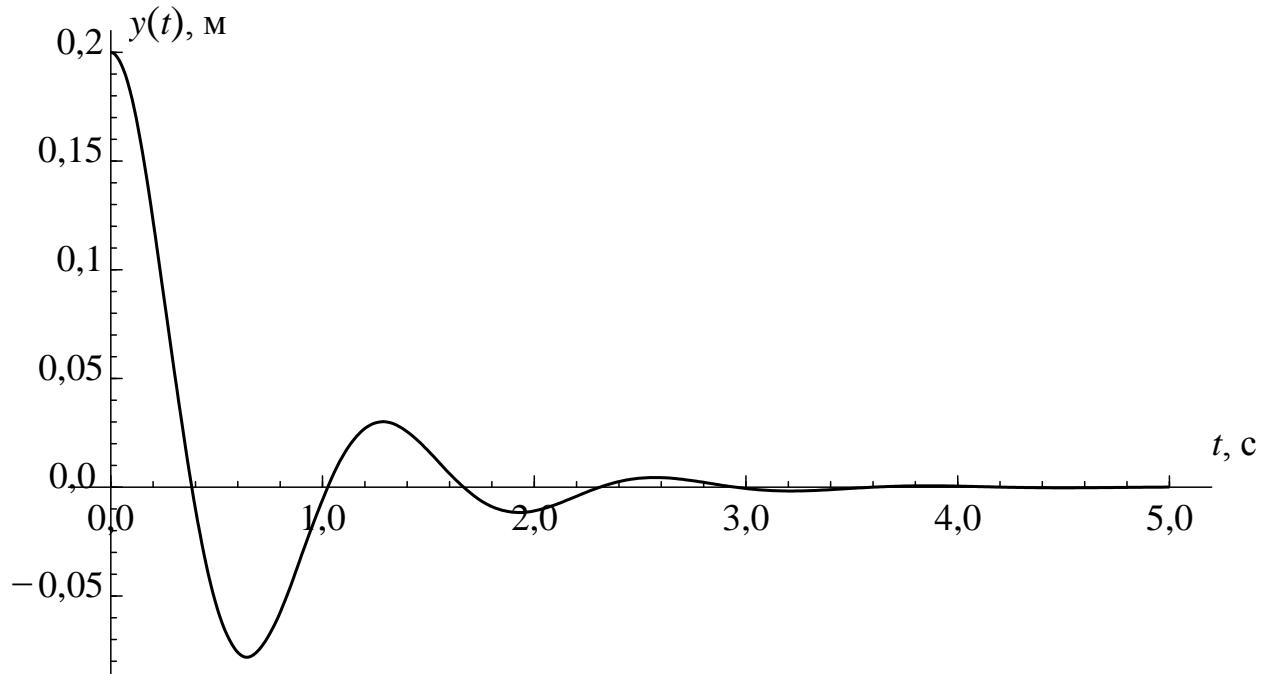


Рисунок 3.21 – График движения центральной точки провода для случая трёх компенсаторов

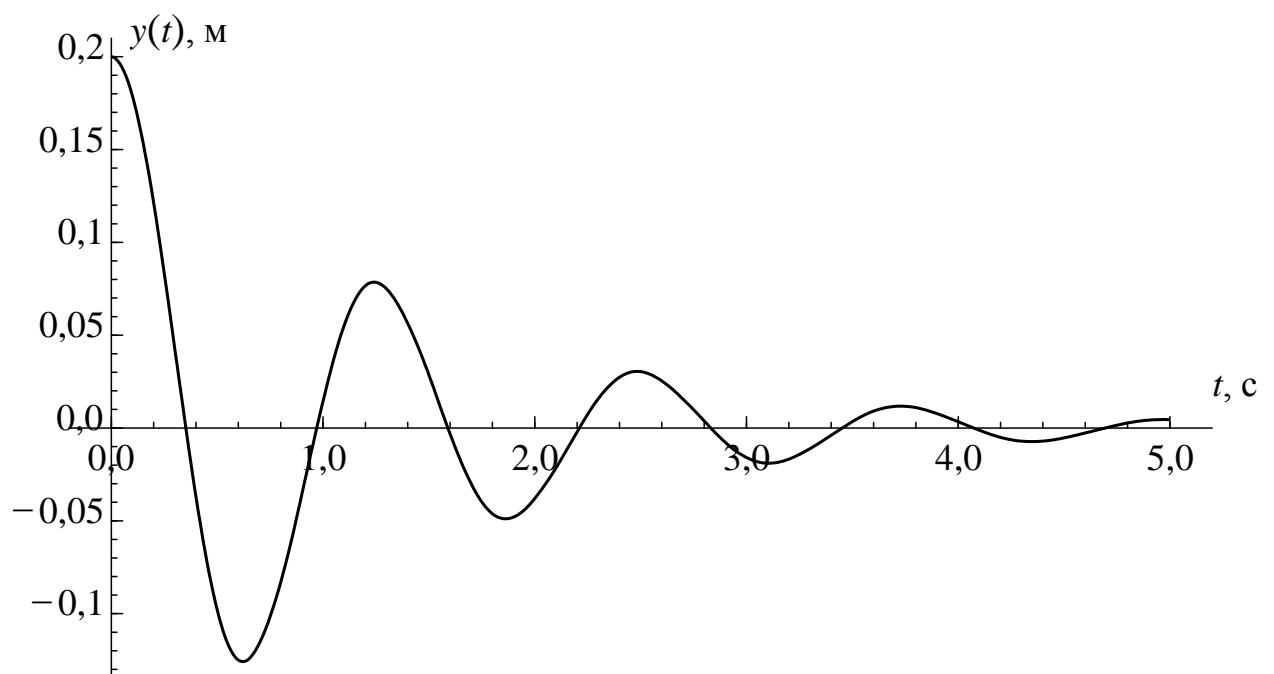


Рисунок 3.22 – График движения центральной точки провода для случая одного компенсатора

Как следует из рисунков 3.21 и 3.22, при использовании трёх логарифмический декремент затухания составит величину 1,9, а при использовании одного компенсатора 0,92, то есть, затухание увеличивается в 2,06 раза.

На рисунке 3.23 приводятся формы колебаний провода с начальной амплитудой в центре пролёта $y_{max}=0,2$ м при наличии трёх демпферов.

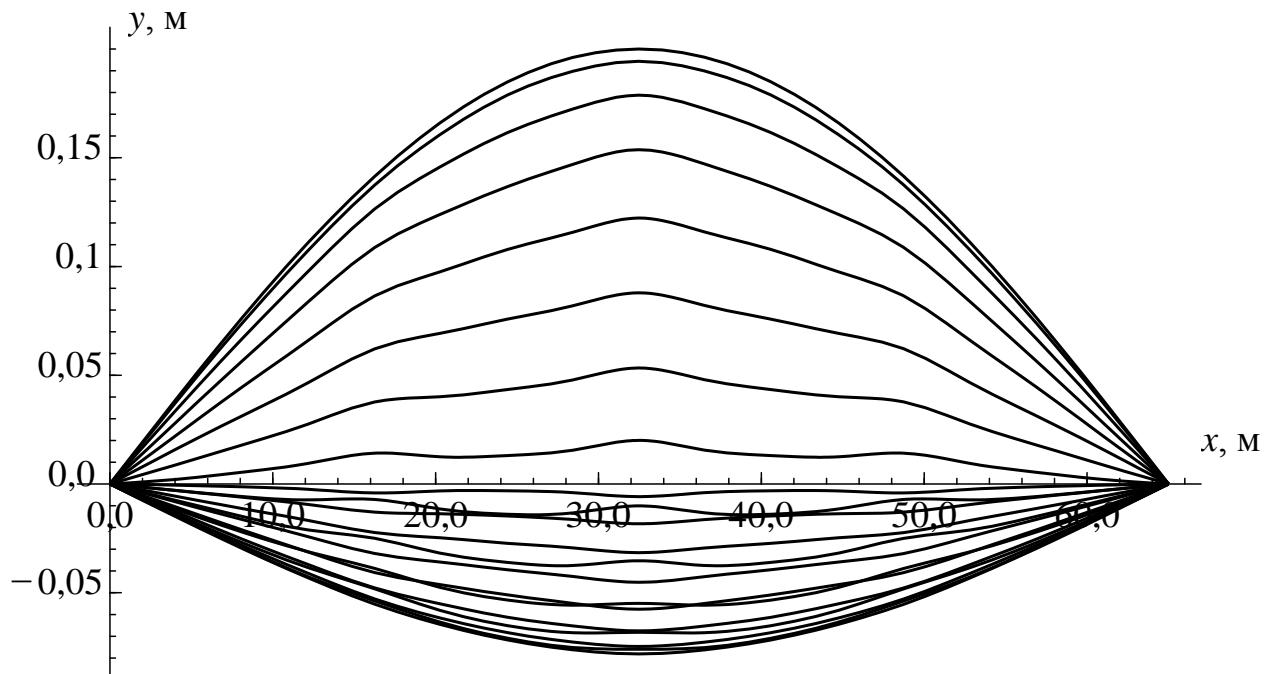


Рисунок 3.23 – Форма кривой провода для $y_{max}=0,2$ м

Как следует из рисунка 3.23, наличие демпферов оказывается на форме кривой колебаний провода.

3.4 Моделирование волновых процессов в контактном проводе

Представим контактный провод как электрическую длинную линию с параметрами L, C, R, G , цепочечный эквивалент которой показан на рисунке 3.24.

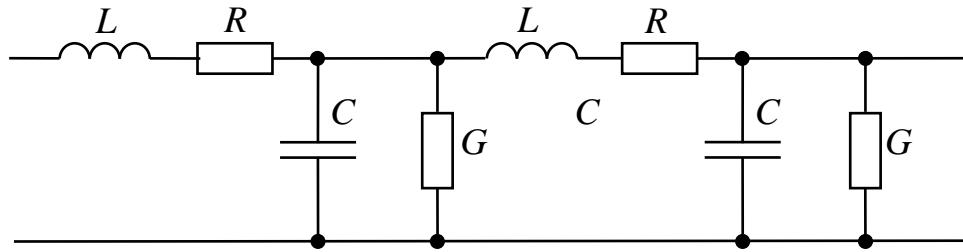


Рисунок 3.24 – Цепочечный эквивалент длинной линии

Длинная линия описывается системой телеграфных уравнений [45]

$$\begin{cases} \frac{du(x, t)}{dx} = L \left(\frac{du(x, t)}{dt} \right) + Ri(x, t) \\ \frac{di(x, t)}{dx} = C \left(\frac{du(x, t)}{dt} \right) + Gu(x, t) \end{cases} \quad (3.17)$$

Вязкое трение в контактных подвесках практически отсутствует [61], поэтому контактный провод можно рассматривать практически как линию без потерь, вводя при необходимости малое продольное сопротивление R , имитирующее внутреннее трение в контактном проводе и тросе. Приведённая масса m_0 соответствует C , а эластичность η_0 соответствует L .

Для длинной линии будем рассматривать погонную массу C , измеряемую в кг/м и обратное натяжение L , измеряемое в 1/Н. Если принять, что плотность материала провода равна ρ_0 , площадь его поперечного сечения S , натяжение K_0 , то можно непосредственно записать

$$\begin{aligned} C &= \rho_0 S, \\ L &= \frac{1}{K_0}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

То есть (3.18) устанавливает соответствие между механическими и электрическими параметрами, и в электрическую схему можно вводить непосредственно значения механических параметров.

Длинная линия характеризуется важнейшим параметром – характеристическим сопротивлением, измеряемым в омах или аналогично в кг/с

$$Z_B = \sqrt{\frac{L}{C}} = \sqrt{\frac{1}{K_0 \rho_0 S}} \quad (3.19)$$

Фазовая скорость распространения волны в линии будет равна

$$u_\phi = \frac{1}{\sqrt{LC}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho_0 S}{K_0}}} \quad (3.20)$$

При изменении эластичности (жёсткости) вдоль пролёта изменяется также характеристическое сопротивление, что приводит к изменению амплитуды колебаний и их скорости, вызывая частотную дисперсию [34].

Наличие любых неоднородностей в линии приводит к появлению отражённых волн, однако если линия нагружена на сопротивление, равное характеристическому, что в терминах аналогии соответствует коэффициенту демпфирования $Z_B = r$, то отражённой волны не будет.

В контактной подвеске струны можно рассматривать как неоднородности, эквивалентные дополнительным поперечным ёмкостям, а участки контактного провода между струнами можно рассматривать как однородные линии без потерь, что приводит к эквивалентной электрической схеме, показанной на рисунке 3.25.

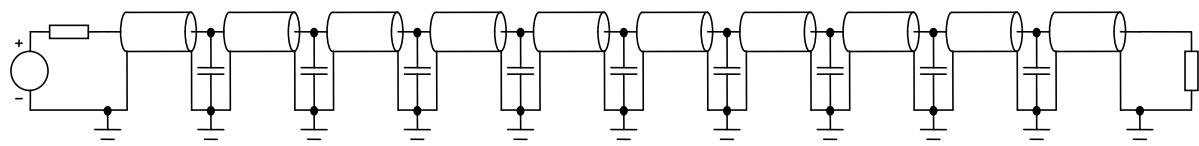


Рисунок 3.25 – Эквивалентная электрическая схема контактного провода в пролёте контактной подвески

Принимая для троса и контактного провода $\rho_0 = 8500,0 \text{ кг/м}^3$, $S = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_0 = 12000,0 \text{ Н}$, получим $L = 8,33 \cdot 10^{-5} \text{ 1/Н}$, $C = 1,02 \text{ кг/м}$, $u_\phi = 109,0 \text{ м/с}$, $Z_B = 9,04 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$.

Возмущение контактного провода будем осуществлять с помощью одиночного гауссовского импульса шириной на половине высоты 0,1 с, длительностью 0,5 с [12]. Линию нагрузим на сопротивление, равное характеристическому, что эквивалентно введению на конце контактного провода вязкого трения, как показано на рисунке 3.26.

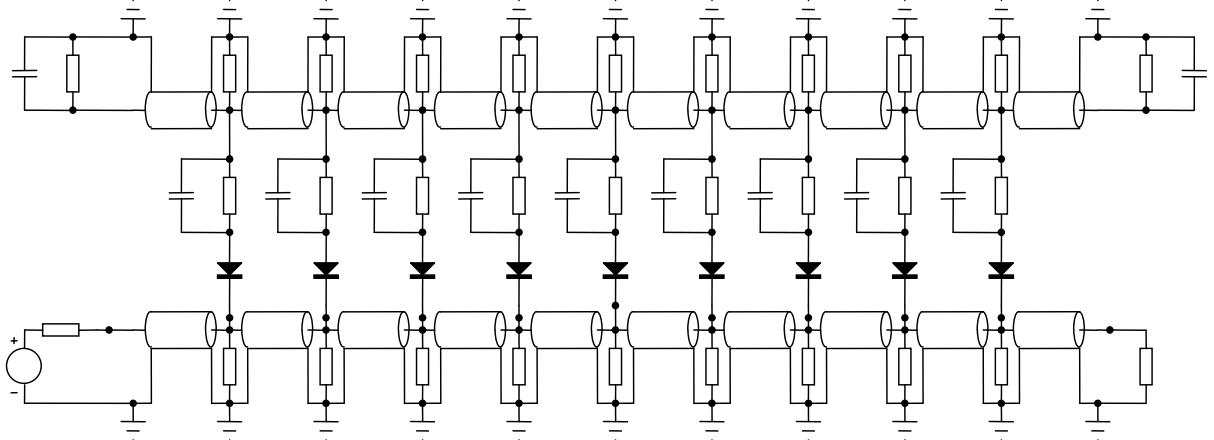
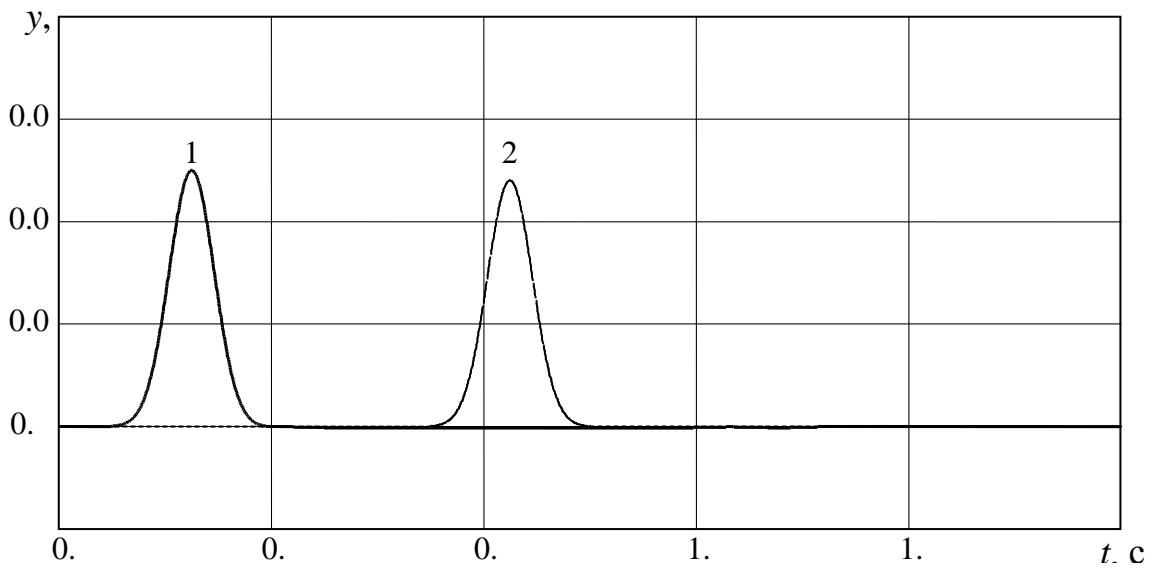


Рисунок 3.26 – Эквивалентная электрическая схема троса и контактного провода в пролёте контактной подвески при возбуждении гауссовым импульсом без компенсаторов

На рисунке 3.27 показаны результаты моделирования прохождения одиночного возмущения по контактному проводу с учётом влияния струн, одностороннее воздействие которых учитывается с помощью диодов. Жирными линиями показаны импульсы в начале и конце пролёта.



1 – импульс в начале пролёта, 2 – импульс в конце пролёта
Рисунок 3.27 – Прохождение одиночного возмущения по контактному проводу с учётом влияния струн при возбуждении гауссовым импульсом

Из рисунка 3.27 следует, что величина, что амплитуда импульса уменьшается всего на 4,0% при прохождении пролёта.

Теперь введём действие демпферов в числе трёх, расположенных в середине пролёта, а также в месте расположения второй струны от конца, как показано на рисунке 3.28.

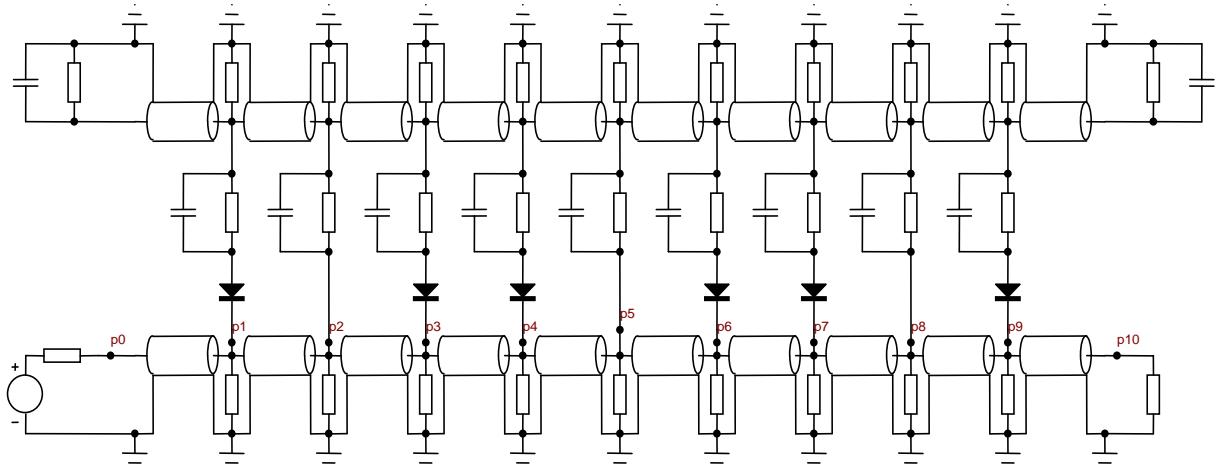
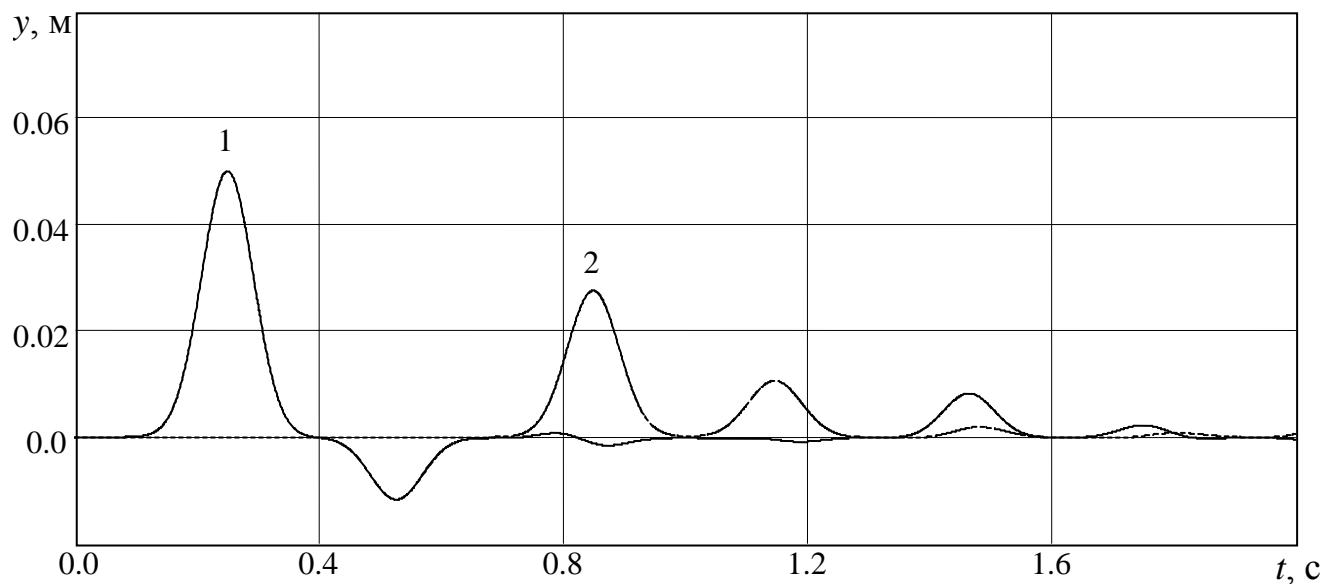


Рисунок 3.28 – Эквивалентная электрическая схема троса и контактного провода в пролёте контактной подвески при возбуждении гауссовым импульсом при наличии компенсаторов

На рисунке 3.29 показаны результаты моделирования прохождения одиночного возмущения по контактному проводу с учётом демпферов.



1 – импульс в начале пролёта, 2 – импульс в конце пролёта

Рисунок 3.29 – Прохождение одиночного возмущения по контактному проводу при наличии компенсаторов и возбуждении гауссовым импульсом

Как видно из рисунка 3.29, что амплитуда импульса при прохождении пролёта уменьшается на 85,0%, что свидетельствует об эффективности применения пружинных жидкостно-газовых демпферов для подавления волновых процессов в контактной подвеске.

При наличии токоприёмника происходит устранение поперечных колебаний контактного провода, то есть, вертикальная скорость перемещения провода становится равной нулю и волна не проходит через токоприёмник. Это эквивалентно замыканию электрической цепи, то есть сопротивление нагрузки становится равным нулю. В этом случае в отсутствие демпферов появляются отражённые волны большой амплитуды, как показано на рисунке 3.30.

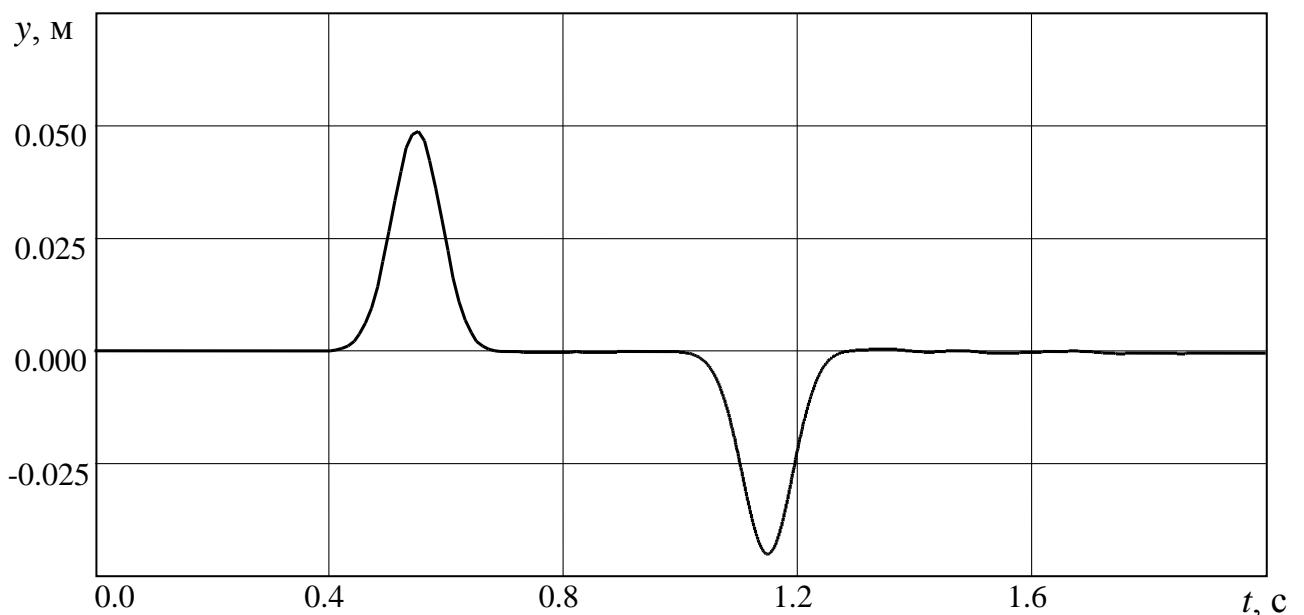


Рисунок 3.30 – Отражение одиночного возмущения от токоприёмника при отсутствии компенсаторов

Как следует из рисунка 3.30, наличие токоприёмника приводит к появлению отражённых волн, а в случае движения токоприёмника со скоростями, близкими с фазовой скорости распространения волны, происходит «набегание» волн друг на друга и взаимное их усиление, что чревато резким снижением качества токосъёма с отрывом токоприёмника от контактного провода.

В случае наличия пружинных жидкостно-газовых демпферов в числе трех отражённая волна уменьшает свою амплитуду в два раза, как показано на рисунке 3.31.

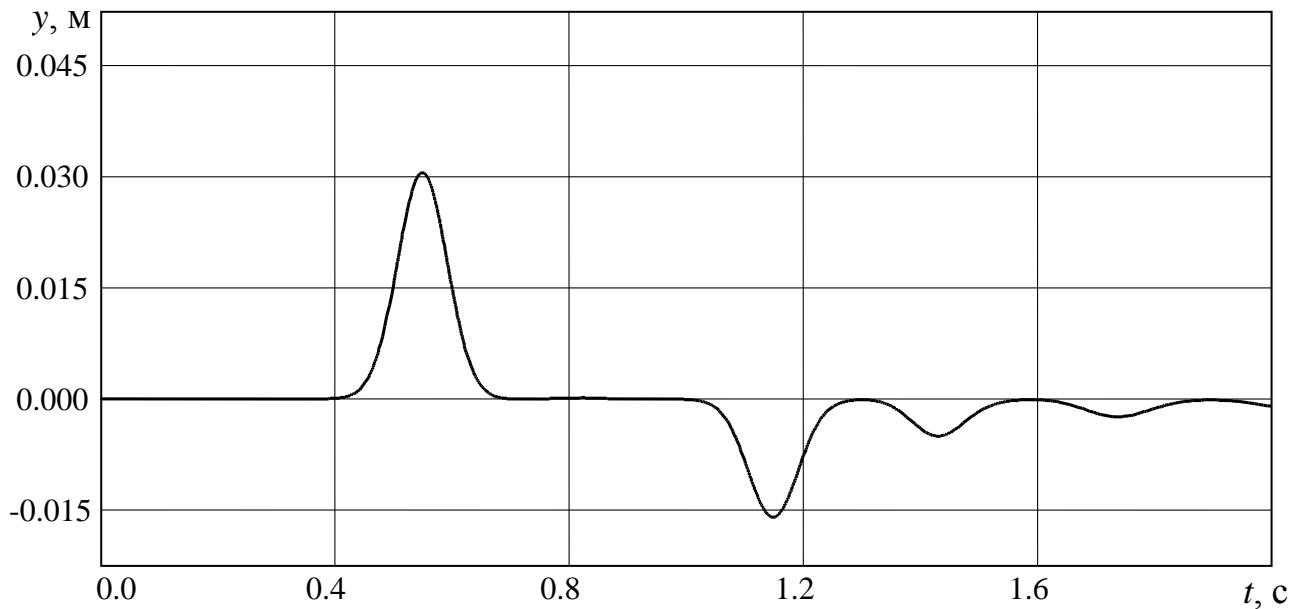


Рисунок 3.31 – Отражение одиночного возмущения от токоприёмника при наличии компенсаторов

Таким образом, установка пружинных жидкостно-газовых демпферов в пролёте позволяет эффективно подавлять отражённые от токоприёмника волны, что способствует снижению вероятности отрыва токоприёмника от провода и повышает качество токосъёма.

3.5 Моделирование динамических параметров контактной подвески с использованием устройства демпфирования и компенсации натяжения проводов и тросов контактной сети

Рассмотрим действие пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети на подавление волновых процессов в контактной подвеске.

Если принять, что длина анкерного участка составляет 1600 метров, то волна, имеющая фазовую скорость порядка 100 метров в секунду преодолевает

это расстояние за 16 секунд, что позволяет рассмотреть контактный провод как бесконечно длинный, если токоприёмник находится в середине анкерного участка. В этом случае волны от токоприёма распространяются свободно.

В противоположном случае, когда токоприёмник находится поблизости от анкера, возможно отражение волн от закрепления провода. На рисунке 3.25 следует положить сопротивление в конце участка, равным нулю.

При воздействии токоприёма в начале пролёта происходит отражение поперечной волны от анкера и изменение её фазы на противоположную, как показано на рисунке 3.32 для середины пролёта.

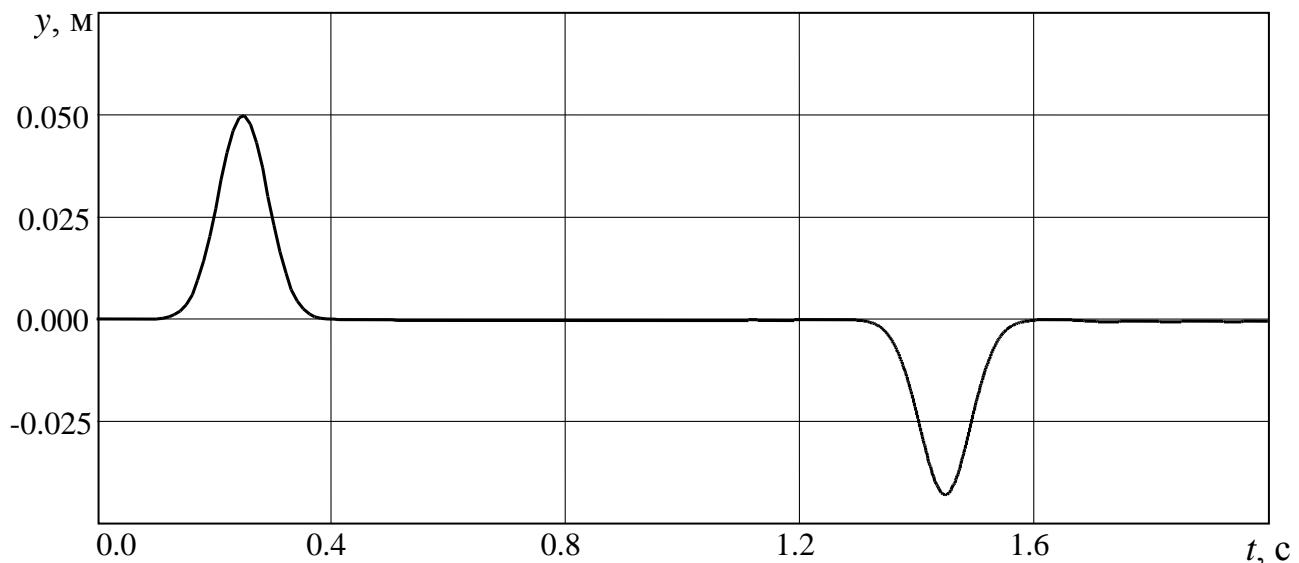


Рисунок 3.32 – Прохождение одиночного возмущения по контактному проводу провода в пролёте контактной подвески с анкерным закреплением

Как видно из рисунка 3.31, кроме отражения от анкера имеет место также отражение от токоприёма. При движении последнего по направлению к анкеру происходит многократное возбуждение и отражение колебаний с последующим их сложением, что чревато развитием больших амплитуд (так называемой «гигантской волны») и отрывом токоприёма от контактного провода.

Для предотвращения подобного развития ситуации необходимо установить на анкерном закреплении компенсатор и демпфер с жидкостным сопротивлением, равным характеристическому сопротивлению волн в контактном проводе, как показано на рисунке 3.33.

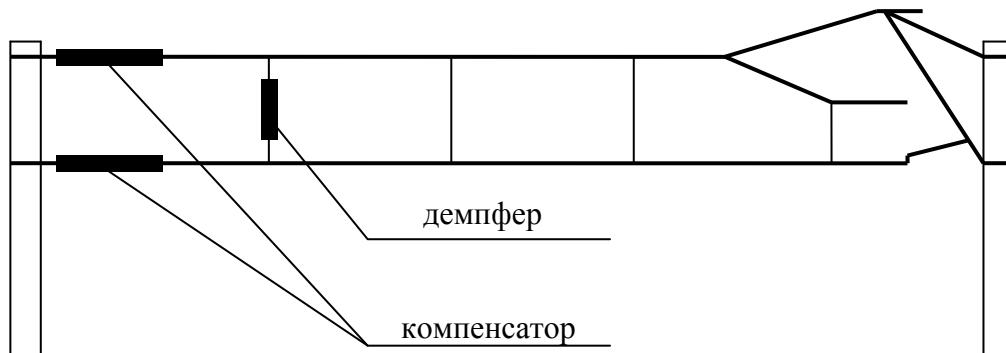


Рисунок 3.33 – Схема компенсации несущего троса и контактного провода контактной подвески Re 250

В этом случае отражённая волна отсутствует, и качество токосъёма значительно улучшается, как показано на рисунке 3.34. На этом рисунке показано прохождение волны через центр пролёта.

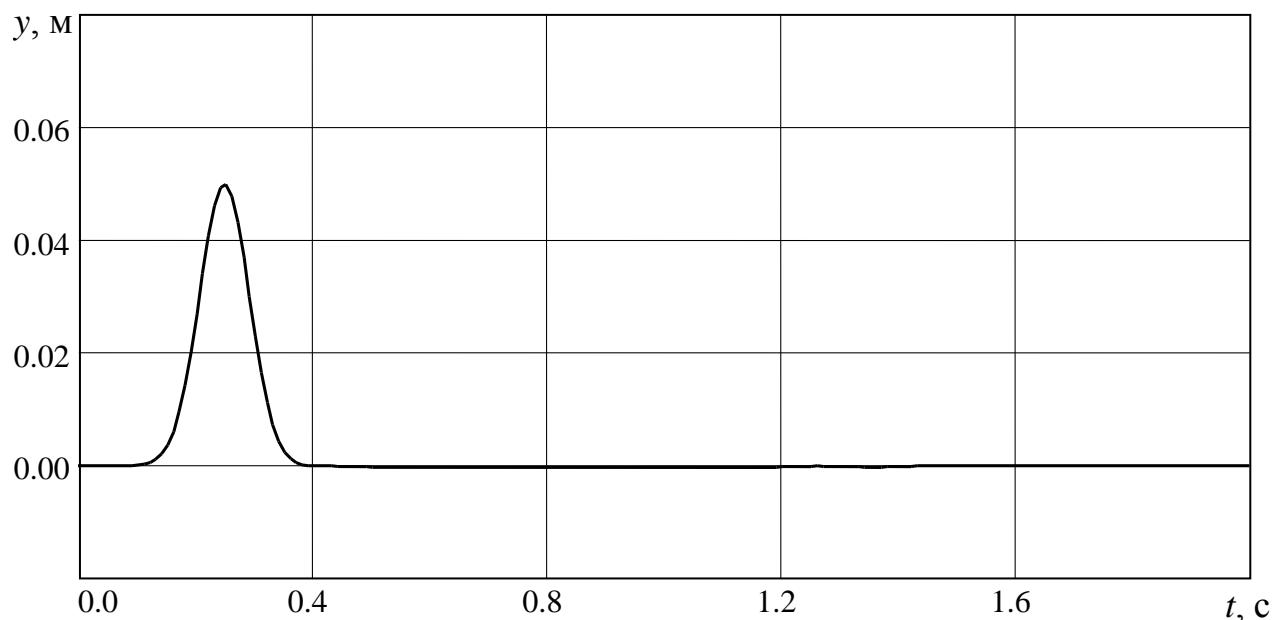


Рисунок 3.34 – Прохождение одиночного возмущения по контактному проводу провода в пролёте контактной подвески с анкерным закреплением при наличии жидкостно-газового компенсатора

Таким образом, применение жидкостно-газового демпфера и компенсатора для анкеровки контактного провода позволяет исключить появление отражённых волн и улучшить качество токосъёма.

3.6 Выводы по третьей главе

1. Выполнено моделирование работы токоприёмника с жидкостно-газовым компенсатором и показано, что применение последнего даёт возможность улучшить качество токосъёма за счёт уменьшения вероятности и амплитуды отрыва полоза токоприёмника от контактного провода.

2. Выполнено моделирование статических параметров контактной подвески с использованием устройства компенсации натяжения проводов и тросов контактной сети. Выявлена особенность отсутствия вертикального перемещения токоприёмника при определённой величине контактного нажатия уменьшает динамические эффекты и снижает амплитуду вертикальных волн, в конченом итоге способствуя повышению качества токосъёма.

3. Выполнено моделирование волновых процессов в контактном проводе с применением метода электрических аналогий. Получено значение механического аналога волнового сопротивления контактного провода. Составлен аналог механической системы контактной подвески в виде электрической схемы. Показано полное соответствие механических и электрических процессов.

4. Выполнено моделирование динамических параметров контактной подвески с использованием устройства компенсации натяжения проводов и тросов контактной сети. Установлено, что установка пружинного жидкостно-газового компенсатора в анкерном закреплении даёт возможность ввести значение жидкостное трения, равное механическому аналогу волнового сопротивления и устраниТЬ отражённые волны, повысив качество токосъёма.

4 МЕТОДИКА РАСЧЁТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРУЖИННОГО ЖИДКОСТНО-ГАЗОВОГО КОМПЕНСАТОРА НА ТЯЖЕНИЯ ПРОВОДОВ И ТРОСОВ КОНТАКТНОЙ СЕТИ

4.1 Исходные данные для расчёта и проектирования пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети

Качество работы и характеристики компенсатора зависят от совокупности отдельных его свойств. Эти свойства проявляются при работе его в системе ТК [2, 38].

Требования, предъявляемые к конструкции компенсатора, делятся на две группы. К первой относятся:

- габаритный ряд компенсаторов (необходимое количество типов и модификаций для различных применений; выбор основных параметров компенсаторов);

- виды уплотнений, клапанов и сборочных единиц;
- создание специализированных компенсаторов;
- объём партии компенсаторов и запасных частей к ним.

Вторая группа:

- функциональное назначение, определяемое по характеристикам поглощения колебаний, надежности и долговечности;
- материалоемкость изготовления;

- технологичности в изготовлении, удобстве монтажа, обслуживания и ремонта;
- внешний дизайн.

Проектирование компенсатора начинается с выбора главных размеров, определяющих его габариты: диаметр корпуса цилиндра $d_{ц}$ и ход исполнительного поршня $H_{п}$. Базовым размером ряда считается диаметр корпуса, а величина хода поршня компенсатора определяется по конструктивным соображениям, исходя из существующего токоприёмника или контактной подвески, выбирая из стандартного ряда. При этом полная длина компенсатора в заряжённом состоянии складывается из предельных положений хода поршня $H_{п}$ и конструктивной длины l_k , которая равна $\sum L_i$ сборочных единиц и редко превышает $10d_{ц}$, но и не встречается менее $5d_{ц}$. Соотношение размеров компенсатора с переменным направлением потоков жидкостно-газовой смеси соответствует приведенным выше.

С диаметрами штока и корпуса тесно связаны и размеры полости, которая должна помещать определенный объем жидкости и газа для рекуперации. Причем объем газа должен быть приблизительно в 3 раза больше объема штока, чтобы не достигались предельно высокие давления при работе и нагреве компенсатора. Отсюда имеем: $D_1^2 - d_1^2 = 2\dots 4d_{ц}^2$. Следует сказать, что большая величина разности соответствует малым по длине компенсаторам и характерна для трамвайных контактных подвесок. Получаем: $D_1 = 1,25\dots 1,5 = d_{ц}$, $D_{ц} = 1,1D_1 > 1,5d_{ц}$. Желательно иметь большие величины D_1 , так как при этом увеличивается теплоотдача с поверхности компенсатора и улучшается ряд параметров рабочего процесса, к которым относятся: снижение амплитуды колебаний давления газа во время работы, что способствует сохранению герметичности компенсатора; повышению уровня жидкости в полости, облегчающему заполнение рабочей полости гидростатическим напором; увеличению объемов жидкости, заправляемой в компенсатор и прочее.

Главной рабочей площадью поршня в штоковой полости (на обратном движении): $F_{\text{вн}} = F_{\text{ц}} - f_{\text{ш}} = 0,2\pi d_{\text{ц}}^2$, на прямом $F_{\text{вс}} = 0,13d_{\text{ц}}^2$.

Усилия гидравлического сопротивления (среднее рабочее давление) в большинстве случаев относят к скорости $v_{\text{п}} = 0,52 \text{ м/сек}$ (100 л/мин при ходе 100 мм), что является основным режимом при испытаниях компенсаторов. Поскольку температура нагрева компенсатора зависит от размеров наружной поверхности его корпуса, то выбор заданных сил сопротивлений ограничивается не только диаметром корпуса и полости, но и длиной $L_1 = H_{\text{п}} + l_{\text{к}}$.

Демпферы и компенсаторы с длиной хода более $20d_{\text{ц}}$ встречаются редко, а обычно $H_{\text{п}}$ не превышает $7...8d_{\text{ц}}$.

Демпферы и компенсаторы стандартных типоразмеров делятся на короткоходовые $H_{\text{п}} \leq 10d_{\text{ц}}$ (при $d_{\text{ц}} \leq 40 \text{ мм}$ ход менее 400 мм) и длинноходовые $10d_{\text{ц}} < H_{\text{п}}$.

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса компенсаторов определяются по формуле площади боковой поверхности цилиндра:

$$\Pi_{\text{м}} = \pi D(H_{\text{п}} + l_{\text{к}}) \quad (4.1)$$

или

$$\Pi_{\text{м}} = 1,5d_{\text{ц}}(H_{\text{п}} + l_{\text{к}}) \quad (4.2)$$

Наибольшая величина $\Pi_{\text{м}}$ для короткоходовых и длинноходовых компенсаторов с учетом связи D , H и $d_{\text{ц}}$ с $l_{\text{к}}$ составляет соответственно $\Pi'_{\text{м}} = 30...35d_{\text{ц}}^2$ и $\Pi''_{\text{м}} = 45...50d_{\text{ц}}^2 = 1,5\Pi'_{\text{м}}$.

Перепад температур выражается в виде

$$\Delta T_{\text{a}} = \frac{Q}{\alpha \Pi_{\text{м}}} \quad (4.3)$$

Это даёт возможность уточнить размеры компенсатора.

Манжеты уплотнения и рабочая жидкость как правило не выдерживают высоких температур нагрева, поэтому принимаются $\Delta T_{a\max} = 75\dots80^\circ\text{C}$. Следовательно при температуре окружающей среды до 40°C компенсатор не нагревается до 120°C .

Величина N_{cp} зависит от M , и ψ_a . Поскольку оптимальная величина $\frac{dx}{dt}$ находится в довольно узком интервале, а средняя величина $\frac{dx}{dt}$ определяется допустимой амплитудой и частотой колебаний, то каждый типовой размер компенсатора имеет определенную область применения.

4.2 Проектирование дросселирующих систем пружинного жидкостно-газового компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети

Необходимое для работы компенсатора свободное перемещение штока в цилиндре обеспечивается выбором посадок с гарантированным зазором в указанных сопряжениях (7 и 6 квалитеты). Зазоры полностью влияют на рабочий процесс компенсатора и его долговечность, поэтому они выбираются минимальными. В то же время, учитывая рабочие особенности компенсатора, зазоры должны быть соответственно достаточными, во избежание заклиниваний и задир на штоке и в цилиндре при нагреве и продольно-поперечных изгибах. Неуплотненные зазоры в трущейся паре обычно являются ламинарными дросселями, расход через которых определяется (рисунок 4.1) интегрированием уравнения течения жидкости с учетом начальных условий:

$$W_3 = \frac{260k_3 \Delta p d s^3}{\gamma v l}, \quad (4.4)$$

где k_3 – эмпирический коэффициент для учета эксцентричного расположения поршня, перекосов и прочее ($k_3 = 1,5 \dots 2,5$); Δp – перепады давления с обоих сторон зазора в кг/см², d – диаметр штока в см; l – длина радиальных зазоров s (высота штока минус расстояние, занятое фасками и канавками) в сантиметрах.

Измерение радиального зазора проводится в допуске равному в пределах 2…3 раза, причем расход жидкостной смеси – более чем в 30 раз. Значительное влияние на характеристику зазоров компенсаторов и демпферов оказывает вязкость жидкости и износ поверхности трущихся пар. В данном случае измерение размеров изношенных деталей трущихся пар не дает правильного представления о действительном влиянии зазоров на рабочий процесс.

В современных конструкциях компенсаторов зазоры в трущихся парах уплотняют (кольца, манжеты и прочее). Но это не позволяет увеличить величину s , так как в этом случае зазоры становятся соразмерными с величинами натяга манжеты штока, и при неизбежных в контактных подвесках перекосах компенсатора и демпферов надежность уплотнений сильно снижаются.

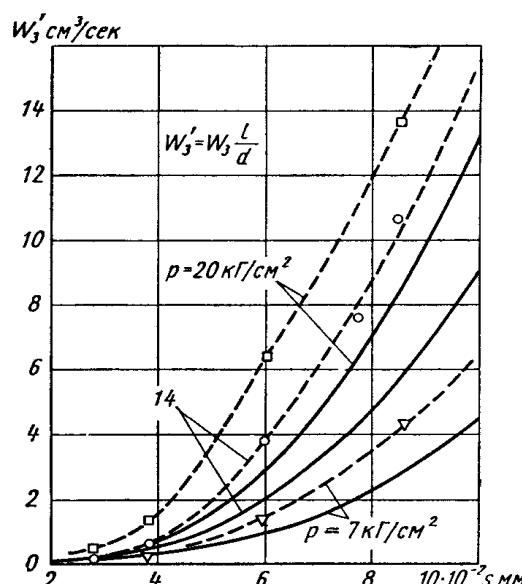


Рисунок 4.1 – Зависимость удельного расхода жидкости АМГ-10 от размера радиального зазора между штоком и цилиндром и перепада давления

Ввиду значительного воздействия на гидравлическую характеристику величины s и $v=inv$ использование калиброванных отверстий не оправдано. На рисунке 4.2 приведены графики, иллюстрирующие нестабильность перепада давления, создаваемого кольцевыми отверстиями при изменении величины зазора и температуры. Расчеты выполнены по формуле (4.4), преобразованной для проведения вычислений, а также по формуле режима течения при больших зазорах:

$$\Delta p = \frac{W^3 \gamma}{2\mu^2 \omega^2 g} \quad (4.5)$$

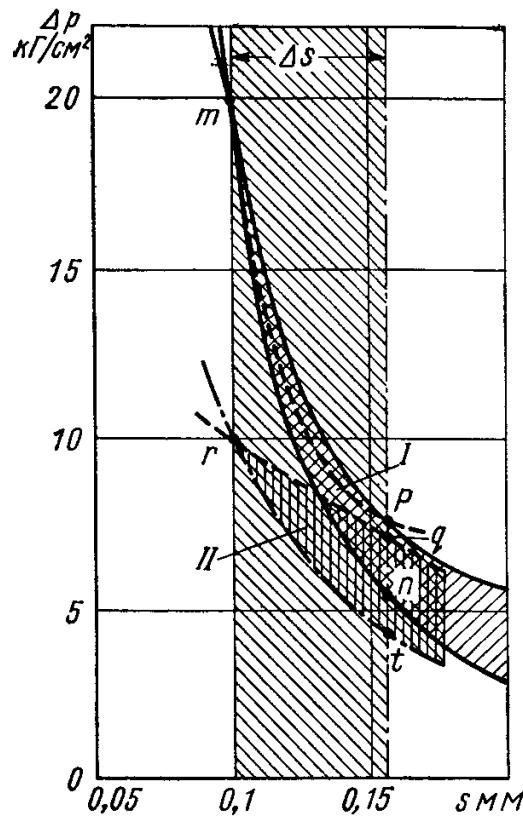


Рисунок 4.2 – Зависимость гидравлического сопротивления кольцевого калиброванного отверстия при $W=const$ от величины допустимого зазора и вязкости v

На графике I область значений Δp соответствует отклонениям размеров при $T=20^\circ \text{ С}$. Линии tt и rt являются характеристикой линейного режима тече-

ния, линии mp и rq – квадратичный; штриховая линия mp характеризует наиболее вероятнее значение Δp в принятых условиях. Область ***II*** соответствует уменьшению величин v в 2 раза, причем верхняя граница rq более вероятна.

Выявленный недостаток кольцевых зазоров в большей степени нивелируется при последовательном соединении двух и более зазоров. Для уменьшения влияния нагрева (v) стенки зазоров, возможно выполнять из материала с таким коэффициентом теплового расширения, чтобы при нагреве зазор уменьшался. Данный способ стабилизации характеристики встречается в регулируемых клапанах.

В заключение стоит отметить, что основной задачей при проведении проектирования труящихся пар компенсаторов и демпферов является правильный выбор материалов для изготовления работающих вместе деталей, которые обеспечивают надежное уплотнение зазоров. Необходимо чтобы поверхности сопряженных деталей и труящихся пар были предельно чистыми, а жидкость не содержать примесей.

От качества выполнения и точности подбора конструктивных элементов калиброванных отверстий в значительной мере зависит корректная работа демпфера и компенсатора. Калиброванные отверстия с неизменной площадью проходного сечения позволяют простым способом получать наиболее предпочтительную, с точки зрения стабильности при нагреве и плавности хода, квадратичную характеристику демпфера и компенсатора. Для этого в калиброванных отверстиях радиус ρ должен быть не менее 0,08 мм, что возможно при использовании круглых и прямоугольных отверстий, когда $v_{20} \leq 0,5$ ст.

4.3 Выводы по четвёртой главе

1. Выявлены характеристики контактной подвески, необходимые для определения параметров пружинного жидкостно-газового компенсатора.
2. Разработана методика и получены расчётные соотношения, необходимые для определения характеристик сопротивления пружинного жидкостно-газового компенсатора.
3. Разработана методика определения конструктивных и механических величин пружинного жидкостно-газового компенсатора.

**5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ
ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ ПРУЖИННОГО ЖИДКОСТНО-
ГАЗОВОГО АМОРТИЗАТОРА**

5.1 Определение сметной стоимости пружинного жидкостно-газового амортизатора.

В данном разделе диссертационной работы обосновывается целесообразность внедрения пружинного жидкостно-газового амортизатора в производство путем расчета её экономической эффективности.

Смета на приобретение материальных ресурсов приведена в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Смета на приобретение материальных ресурсов

Наименование	Ед. изм.	Норма на изде- ление	Цена за ед. изм	Стоимость, руб
1	2	3	4	5
Труба 40Х 76x5 мм	м	1,0	701,0	701,0
Круг 40Х 70 мм	м	1,0	1060,0	1060,0
Круг 40Х 20 мм	м	1,0	466,0	466,0
Лист Ст.3 14 мм	кг	10,0	30,0	300,0
Болт М10	кг	1,0	89,0	89,0
Гайка М10	кг	1,0	101,0	101,0
Итого				2720,0

Транспортные расходы

$$E_{\text{тр}} = a_{\text{тр}} C_{\text{мат}} = 0,05 \cdot 2720,0 = 136,0 \text{ руб.} \quad (5.1)$$

Затраты на приобретение, доставку и монтаж необходимого оборудования, транспортных средств, оснастки

$$K_{\text{обор}} = a_{\text{чн}} C_{\text{мат}} = 0,23 \cdot 2720,0 = 625,0 \text{ руб.} \quad (5.2)$$

Материальные затраты

$$K_1 = E_{\text{тр}} + K_{\text{обор}} + C_{\text{мат}} = 136,0 + 625,0 + 2720,0 = 3480,0 \text{ руб.} \quad (5.3)$$

Налог на добавленную стоимость

$$H_{\text{нДС}} = K_{\text{нДС}} K_1 = 0,18 \cdot 3480,0 = 626,0 \text{ руб.} \quad (5.4)$$

Общие материальные затраты

$$\Delta K = K_1 + H_{\text{нДС}} = 3480,0 + 626,0 = 4100,0 \text{ руб.} \quad (5.5)$$

Заработная плата выплачивается основным и вспомогательным рабочим за изготовление установленной производственной программы пружинного жидкостно-газового амортизатора, а также ИТР, СКП, МОП.

Расходы на оплату труда при изготовлении опытного образца определяем на основании выполненных работ и затраченного времени. Часовая тарифная ставка принимается на основании приказа 24Ц (с учётом изменений). Смета на монтажные работы приведена в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Смета на монтажные работы

Операция	Ч	ЧТС, руб.	ФЗП	ФЗПпр	ФЗПрк	ФЗПоб	ФЗПдоп	ФЗПпол	СВ	Всего
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Разрезание ли- стового металла	0,5	20,5	10,2	3,08	1,54	14,9	1,34	16,2	4,86	21,1
Сверление тех- нологических отверстий	0,6	20,5	12,3	3,69	1,84	17,8	1,61	19,4	5,83	25,3
Точение штока	2	20,5	41,0	12,3	6,15	59,4	5,35	64,8	19,4	84,2
Фрезерование окон	0,5	20,5	10,2	3,08	1,54	14,9	1,34	16,2	4,86	21,1
Фрезерование деталей	5	20,5	102,0	30,8	15,4	149,0	13,4	162,0	48,6	211,0
Отжиг	2	20,5	41,0	12,3	6,15	59,4	5,35	64,8	19,4	84,2
Нарезание резь- бы	1	20,5	20,5	6,15	3,08	29,7	2,68	32,4	9,72	42,1
Навивка пружи- ны	1	20,5	20,5	6,15	3,08	29,7	2,68	32,4	9,72	42,1
Сборка поршне- вой группы	1	24,5	24,5	7,35	3,68	35,5	3,2	38,7	11,6	50,3
Прессовка на шток	0,2	20,5	4,1	1,23	0,615	5,94	0,535	6,48	1,94	8,42
Обточка	0,2	20,5	4,1	1,23	0,615	5,94	0,535	6,48	1,94	8,42
Расточка корпу- са	0,1	20,5	2,05	0,615	0,308	2,97	0,268	3,24	0,972	4,21
Сборка компен- сатора	0,5	20,5	10,2	3,08	1,54	14,9	1,34	16,2	4,86	21,1
Контроль	0,2	20,5	4,1	1,23	0,615	5,94	0,535	6,48	1,94	8,42
Итого			307,0	92,2	46,1	446,0	40,1	486,0	146,0	632,0

Накладные расходы

$$HP = K_{\text{нр}} \Phi 3\Pi = 0,09 \cdot 486,0 = 43,7 \text{ руб.} \quad (5.6)$$

Затраты на изготовление

$$Z_i = \Phi Z\Pi + H_{\text{псв}} + HP = 486,0 + 146,0 + 43,7 = 675,0 \text{ руб.} \quad (5.7)$$

Плановые накопления

$$Z_{\text{нак}} = \% \text{ приб} Z_i = 0,12 \cdot 675,0 = 81,0 \text{ руб.} \quad (5.8)$$

Капитальные вложения с учётом НДС

$$K_{\text{влож}} = \Delta K + 1,23 Z_i + 1,2 Z_{\text{нак}} = 4100,0 + 1,2 \cdot 675,0 + 1,2 \cdot 81,0 = 5010,0 \text{ руб.} \quad (5.9)$$

5.2 Определение дополнительных эксплуатационных расходов пружинного жидкостно-газового амортизатора.

Дополнительные эксплуатационные расходы сводятся к проверке работоспособности устройства и замене неисправных элементов. Смета на обслуживание пружинного жидкостно-газового амортизатора приведена в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Смета на обслуживание

Операция	Ч	ЧТС, руб.	ФЗП	ФЗПпр	ФЗПрк	ФЗПоб	ФЗПдоп	ФЗПпол	СВ	Всего
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Контроль	0,2	20,5	4,1	1,23	0,615	5,94	0,535	6,48	1,94	8,42
Итого			4,1	1,23	0,615	5,94	0,535	6,48	1,94	8,42

Затраты на текущий ремонт

$$Z_{\text{т.р.}} = a_{\text{т.р.}} C_{\text{мат}} = 0,03 \cdot 2720,0 = 81,5 \text{ руб.} \quad (5.10)$$

Затраты на капитальный ремонт оборудования $Z_{к.р.}$ определяются в зависимости от срока службы данного устройства. Принимаем срок службы пружинного жидкостно-газового амортизатора равным 15 годам:

Затраты на капитальный ремонт

$$Z_{к.р.} = a_{к.р.} K_{влож} = 0,062 \cdot 5010,0 = 311,0 \text{ руб.} \quad (5.11)$$

Затраты на прочие расходы

$$Z_{пр.р.} = a_{пр.р.} \Phi ЗП_{обсл} = 0,05 \cdot 6,48 = 0,324 \text{ руб.} \quad (5.12)$$

Дополнительные эксплуатационные расходы

$$\begin{aligned} K_{доп} &= \Phi ЗП_{обсл} + H_{псв} + Z_{т.р.} + Z_{к.р.} + Z_{пр.р.} = 6,48 + 1,94 + 81,5 + 311,0 + 0,324 \\ &= 401,0 \text{ руб.} \end{aligned} \quad (5.13)$$

5.3 Определение экономической эффективности внедрения пружинного жидкостно-газового амортизатора

Эффектообразующий фактор при внедрении пружинного жидкостно-газового амортизатора складывается из нескольких составляющих:

- сокращение затрат от снижения простоя поезда на перегоне в случае повреждения контактного провода в пути следования [72];
- сокращение затрат связанных со степенью поврежденности пружинного жидкостно-газового амортизатора за счёт избегания аварийной ситуации;

- сокращение затрат связанных с ремонтом контактной сети за счёт избегания аварийной ситуации.

Годовой экономический эффект

$$\mathcal{E}_\Gamma = 2000,0 \text{ руб.} \quad (5.14)$$

Срок окупаемости разработки

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{влож}}}{\mathcal{E}_\Gamma} = \frac{5010,0}{2000,0} = 2,51 \text{ лет.} \quad (5.15)$$

То есть, внедрение пружинного жидкостно-газового амортизатора оправданно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведённых теоретических исследований и модельных экспериментов изучены вопросы повышения качества токосъёма при скоростном движении подвижного состава при помощи пружинных жидкостно-газовых демпферов и компенсаторов и получены следующие основные выводы:

1. На основании анализа вопросов гашения колебаний проводов и тросов контактной сети установлено, что на современном уровне развития техники наиболее легкими и малогабаритными при одинаковой мощности могут быть жидкостно-газовые демпфера и компенсаторы.
2. На основании имитационного моделирования параметров работы разработанного пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети при линейном и нелинейном сопротивлении установлено, что сочетание жидкостного и жидкостно-газового сопротивления даёт возможность эффективно подавить как первое сильное колебание за счёт жидкостного сопротивления, так и последующие слабые колебания за счёт жидкостно-газового сопротивления.
3. Моделирование работы токоприёмника с жидкостно-газовым компенсатором показало, что применение последнего даёт возможность улучшить качество токосъёма за счёт уменьшения вероятности и амплитуды отрыва полоза токоприёмника от контактного провода.
4. Проведённое моделирование динамических параметров контактной подвески с использованием устройства компенсации натяжения проводов и тросов контактной сети показало, что установка пружинного демпфера и жидкостно-газового компенсатора в анкерном закреплении даёт возможность ввести значе-

ние жидкостное трения, равное механическому аналогу волнового сопротивления и устраниТЬ отражённые волны, повысив качество токосъёма.

5. В результате проведённых экспериментальных оценок результатов моделирования параметров работы пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора установлено качественное соответствие теоретических и экспериментальных результатов.

6. На основе результатов аналитических исследований разработана методика расчёта и проектирования пружинного жидкостно-газового демпфера и компенсатора натяжения проводов и тросов контактной сети.

Для дальнейшей разработки темы целесообразно усовершенствовать конструкцию и применение жидкостно-газовых компенсаторов натяжения проводов и тросов контактной сети в части обеспечения различных видов жидкостного и смешанного сопротивления, а также применения их в составе струн и рессорных тросов подвески.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний [Текст] / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – М.: Лань, 2003. – 256 с.
2. Плакс, А.В. Колебания токоприемника и контактной подвески при высоких скоростях движения на электрифицированных железных дорогах [Текст] / А.В. Плакс // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. 1959, №3, С. 44-55.
3. Плакс, А.В. Исследования взаимодействия токоприемника и контактной сети при высоких скоростях движения [Текст] / А.В. Плакс // Материалы 2-ой Всесоюзной научно-технической конференции по электровозостроению. г. Ростов-на-Дону, 1959. С. 339.
4. Беляев, И.А. Взаимодействие токоприемника и контактной сети при высоких скоростях движения [Текст] / И.А. Беляев. – М.: Транспорт, 1968. – 160 с.
5. Михеев, В.П. Повышение надежности токоснимания при применении методики расчёта взаимодействия токоприёмников с контактными подвесками, учитываемыми распределёнными параметрами [Текст] / В.П. Михеев, В.И. Себелев, Э.Р. Абдулин, К.Р. Халиков // Актуальные проблемы Транссиба на современном этапе: Тезисы научно-практической конференции. Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2001. С. 304-305.
6. Марквардт, К.Г. Контактная сеть [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / К.Г. Марквардт 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1994. – 335 с.
7. Беляев, И.А. Токосъем и токоприемники электроподвижного состава [Текст] / И.А. Беляев, В.П. Михеев, В.А. Шиян. – М.: Транспорт, 1976. – 183 с.

8. Беляев, И.А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети [Текст] / И.А. Беляев, В.А. Вологин. – М.: Транспорт, 1983. – 191 с.
9. Власов, И.И. Контактная сеть [Текст] / И.И. Власов. – М.: Транспорт, 1964. – 392 с.
10. F. Kiepiing, R. Puschmann, A. Schmider. Contact Lines for Electric Railways, 2001, 700 с.
11. Гуткин, Л.В. Расчетные тяговые показатели электропоездов для высокоскоростной пассажирской магистрали [Текст] / Л.В. Гуткин, В.А. Матюшин, Д.М. Самарец // С.-Петербург-Москва. Вестник ВНИИЖТ, 1993, №5, С. 35-40
12. Проект 32-07. Конструктивные решения устройств контактной сети постоянного тока для скорости движения до 250 км/ч. Утвержден департаментом электрификации и электроснабжения ОАО «РЖД» 31.05.07. – ЗАО «Универсал – контактные сети», 2007 г.
13. Контактная подвеска типа RE 330 [Текст]. Железные дороги мира, 1996, №6, С. 27-32.
14. Neue Hochleistungsoberleitung Bauart Re 330 der Deutschen Bahn /Kiebling F. Semrau M., Tessun H., Zweig B.-W. // Elek. Bahnen. – 1994. – 92, 8. – С. 234-240.
15. Контактная сеть на высокоскоростных линиях [Текст] / Железные дороги мира, 1993, №3, С. 25-26.
16. Динамика токосъема при высоких скоростях [Текст]. Абоси Мицуо Тэцудо то дэнки гидзюцу. Railway and Elec. Eng. – 1991. – 2 , №7. – С. 59-64.
17. Новая контактная подвеска для высокоскоростных линий железных дорог Японии. Neue Fahrdrähte fur die Shinkansen Elek. Bahnen. 1995-.93, N4. -с. 145.
18. Контактная подвеска для высокоскоростных линий железных дорог Японии [Текст]. Development of overhead catenary system for projected Shinkansen. Aboshi Mitsuo, Oura Yasu, Kobayasi Teruo, Tsuburaya Tetsuo, Ueno Katsuyosi,

Kaneko Makoto Denki gakkai ronbunshi. D. Sangyo oyo bumonshi: Trans. Inst. Elec. Eng. Jap. 1996. – 116-D, N4.-C.490-496.

19. Совершенствование контактной сети типа Re 250 для новых высокоскоростных линий железных дорог Германии [Текст]. Development of the overhead contact line Re 250 for the new high-speed lines of Deutsche Bundesbahn Kiepiing F, Bauer E. K.-H., Eehmann M. H., Vemer G.

20. Беляев, И.А. Совершенствование контактной сети / И.А. Беляев, Э.З. Селектор // Железнодорожный транспорт. 2002. № 5. С. 44-47.

21. Беляев, И.А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети [Текст] / И.А. Беляев, В.А. Вологин. – М.: Транспорт, 1982. – 190 с.

22. Михеев, В.П., Взаимодействие токоприемников с контактными подвесками, выраженнымими распределенными параметрами [Текст] / В.П. Михеев, В.И. Себелев, Э.Р. Абдулин // Межвузовский сборник научных трудов. Омская гос. акад. путей сообщ. – Омск, 1998. С. 40-43.

23. Алиев, Ш.Н. Приведенная масса авторегулируемого токоприемника [Текст] / Ш.Н. Алиев, И.А. Беляев // Тр. МИИТ, 1974, вып. 470. С.99-108.

24. Emil Onderka Kotwienie cięzarowe sieci trakcyjnej // Trakcja i Wagony. 1980. №1, С. 7-9.

25. Bogdan Ranc Projektowanie sieci trakcyjnej [Текст] // Trakcja i Wagony. 1980. №7-8, С. 190-195.

26. Tadeusz Maciołek Aspekty projektowania sieci trakcyjnych kolei dużych prędkości [Текст] // tts. 2012. №10, С. 31-33.

27. Elektrifizierung A.-Z. Transpress Taschenlexikon [Текст]. Berlin, Transpress VEB Verlag fur Verkehrswesen, 1981. – 148 с.

28. Luppi I. Les installations fixes de traction electrique de la ligne nouvelle a grande vitesse Paris-Sud-Est [Текст] // Elektrische Bahnen. 1982. №5, С. 148-156.

29. Беляев, И.А. Устройства контактной сети на зарубежных дорогах [Текст] / И.А. Беляев. – Москва: Транспорт, 1991. – 192 с.
30. Гуткин, Л.В. Электропоезд ЭР200 [Текст] / Л.В. Гуткин, Ю.Н. Дымант, И.А. Иванов. – М.: Транспорт, 1981. – 192 с.
31. Октябрьская магистраль [Текст] №216 (12893). ОАО Издательский дом «Гудок», 9.11.2000.
32. Плохута, И.Н. Токоприемник для высокоскоростного железнодорожного транспорта [Текст] / И.Н. Плохута // Инженер путей сообщения, 1998, №2, С. 59-60.
33. Влияние параметров токоприемника электропоезда и контактной сети на стабилизацию электрического контакта / Кобельски А., Прусак Я. 1 Междунар. (3 Всерос.) конф. по электромеханотронике, ЭМТ-97, Санкт-Петербург, 14-16 мая, 1997: Тез. докл.-СПб, 1997. – С. 65-66.
34. Running test on current collector with contact force controller for high-speed railways. Makino Toshiaki, Yoshida Kazuo, Seto Shinji. Makino Kazuhiro JSME Int. J. C. 1997. 40, №4. – С. 671-680.
35. Development of low-noise current collector with contact force controller for high-speed railways. Makino Toshiaki, Yoshida Kazuo, Seto Shihji Nihon kikai gakkai ronbunshu. Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. C. 1997. 63, 611. – С. 2287-2295.
35. Маслов, Г.П. Износ контактных пластин снижен [Текст] / Г.П. Маслов, А.Ф. Дроботенко, А.К. Кузнецов, В.В. Свешников, А.В. Яковлев // Локомотив. – 1998. – № 8. С. 36.
36. Горошков, Ю.И. Контактная сеть [Текст] / Ю.И. Горошков, Н.А. Бондарев. – М.: Транспорт, 1981. – 400 с.
37. Дербаремдикер, А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей [Текст] / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.

38. Льюис, Э. Гидравлические системы управления [Текст] / Э. Льюис, Х. Стерн. – М.: Мир, 1966. – 408 с.
39. Михеев, В.П. Контактные подвески и их характеристики [Текст]: Учебное пособие / В.П. Михеев, В.И. Себелев. – Омский ин-т инж. ж.-д. транспорта, 1990. – 79 с.
40. Власов, И.И., Контактная сеть [Текст] / И.И. Власов, К.Г. Марквардт. – М.: Транспорт, 1977. – 272 с.
41. Марквардт, К.Г. Контактная сеть [Текст] / К.Г. Марквардт. – М.: Транспорт, 1994. – 335 с.
42. Контактная подвеска типа Re 330 [Текст] // Железные дороги мира. – 1996, №6, С. 27-32.
43. Вологин, В.А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети [Текст] / В.А. Вологин. – М.: Интекст, 2006. – 256 с.
44. КС-200-25. Схемные и конструктивные решения узлов контактной сети переменного тока для скорости движения 200 км/ч. Утверждены департаментом электрификации и электроснабжения ОАО «РЖД» 14.11.07. ЗАО [Текст]. «Универсал – контактные сети», 2007 г.
45. Проект КС-250-3. Схемные решения и конструкции узлов контактной сети постоянного тока для скорости движения более 200 км/ч. Утвержден департаментом электрификации и электроснабжения ОАО «РЖД» 27.06.08 [Текст]. – ЗАО «Универсал контактные сети», 2008 г.
46. Правила устройства и технической эксплуатации контактной сети электрифицированных железных дорог [Текст] / М.: Трансиздат, 2002. – 184 с.
47. Маслов, Г.П. Экспериментальный комплекс для исследований контактных подвесок и токоприемников [Текст] / Г.П. Маслов, О.А. Сидоров // Железнодорожный транспорт. М., 2005. № 11. С. 17-18.

48. Паскуиччи, Л. Колебания контактной подвески электрифицированных железных дорог при высоких скоростях движения [Текст] // Ежемес. бюл. Междунар. ассоциации ж.-д. конгрессов, 1969. № 2. С. 44-54.
49. Вологин, В.А. Динамические параметры системы контактная сеть-токоприемник [Текст] / В.А. Вологин, А.С. Герасимов // Вестник ВНИИЖТ. 2008, № 2, С. 19-23.
50. Колесников Г.Н. Численное моделирование динамического взаимодействия токоприёмников и контактной сети / Г.Н. Колесников, Д.А. Кувшинов // Вестник ВНИИЖТ. 2012, №1, С. 9-12.
51. Исследование контактной подвески по силам взаимодействия токоприемника и контактного провода [Текст]// Железные дороги мира. 2007. № 11, С. 45-52.
52. Колесов, С.Н. Влияние природы материалов на основные динамические параметры контактной подвески и на ее взаимодействие с токоприемником [Текст] / С.Н. Колесов // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. 2008, №8, С. 48-52.
53. Исследование контактных подвесок типов 2С120-2С-3, YC120-2CS150 и YC150-2CS150 [Текст] / М. Каневски, А. Ройек, А. Бялонь // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. 2008, №21, С. 57-60.
54. Беляев , И.А. Контактная сеть: технические решения, возможности их использования [Текст] // Железнодорожный транспорт, 1992. № 6. с. 48-53.
55. Манцо, М. Демпфирование колебаний токоприемников высокоскоростного подвижного состава [Текст] // Ежемес. бюл. Международн. ассоциации ж.-д. конгрессов, 1969. № 3. С. 29-36.
56. Горелик, Г.С. Колебания и волны [Текст] / Г.С. Горелик. М.: Физматлит, 1959. – 572 с.

57. Мартынов, А.Н. Экспериментальная аэродинамика / А.Н. Мартынов. М.: ОГИЗ, 1950. – 475 с.
58. Harprecht, W., Keissling, F., Seifert, R. “406,9 km/h” – Weltrekord auf der Shiene – Energieübertragung bei der Rekordfahrt des ICE der DB. // Electrische Bahnen, №9, 1988. С. 268-289.
59. Михеев, В.П. Исследование аэродинамических свойств токоприемника при высоких скоростях движения / В.П. Михеев, Г.П. Маслов // Научные труды Омского института инж.ж.д. транспорта, вып.83, 1967.
60. Huber, D., Jörns, C. & Tessun, H., Aktive Stromabnehmer bei Hochgeschwindigkeitszügen, Elektrische Bahnen, 91, 12, pp. 382-387, 1993.
61. Михеев, В.П. Совершенствование узлов и характеристик современных токоприемников [Текст] / В.П. Михеев. Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. Омск, 1987. – 62 с.
62. Морозов, Б.И. Активная виброзащита с помощью системы автоматического регулирования [Текст] / Б.И. Морозов, Р.М. Райхлин // Вибрационная техника. М.: Машиноведение, 1967. №2, С. 13-21.
63. Елисеев, С.В. Структурные методы в теории виброзащитных систем [Текст] / С.В. Елисеев // Влияние вибраций различных спектров на организм человека и проблемы виброзащиты. М., 1972. С. 84-91.
64. Диментберг, М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний [Текст] / М.Ф. Диментберг – М.: Наука, 1980. – 368 с.
65. Кудрявцев, Н.Н. Исследование динамики необressоренных масс вагонов [Текст] / Н.Н. Кудрявцев: Науч. тр. ВНИИЖТа. М.: Транспорт, 1965. Вып. 287. – 168 с.
66. Гамаонов В.Г. Автоколебания проводов контактной сети [Текст]: диссертация кандидата технических наук: 05.22.09 / В.Г. Гамаонов. – Ростов-на-Дону, 1989. – 94 с.: ил.

67. Ванько, В.И. Математическая модель пляски провода ЛЭП [Текст] / В.И. Ванько // Изв. вузов. Энергетика. 1991. № 11. С. 36–42.
68. Иванова, О.А. Приближенные методы определения собственных частот колебаний проводов многопролетных линий электропередачи / О.А. Иванова // Вестник Моск. гос. техн. ун-та им. Н.Э. Баумана. Сер.: Естественные науки. 2011. Спец. выпуск «Прикладная математика». С. 34-44.
69. Иванова, О.А. Численное моделирование движения провода ЛЭП под воздействием ветра [Текст] / О.А. Иванова // Вестник Моск. гос. техн. ун-та им. Н.Э. Баумана. Сер.: Естественные науки. 2012. Спец. Выпуск № 2. Математическое моделирование в технике. С. 67–74.
70. Светлицкий, В.А. Механика абсолютно гибких стержней / Под ред. А.Ю. Ишлинского. М.: Изд-во МАИ, 2001. – 432 с.
71. EPRI. Transmission line reference book: wind-induced conductor motion. Palo Alto (California): Electrical Power Research Institute, 1979. 255 p.
72. Михеев, В.П. Контактные сети и линии электропередач [Текст] / В.П. Михеев – М.: Маршрут, 2003. – 421с.
73. Харольский, В.Я. Надёжность энергоснабжения [Текст] / В.Я. Харольский, М.А. Таранов. – Ростов-на Дону «Терра Принт», 2007. – 128 с.
74. Perturbation-based finite element analyses of transmission line galloping / Y.M. Desai [et al.] // Journal of Sound and Vibration. 1996. V. 191, N 4. P. 469–489.
75. Keutgen R. Galloping phenomena: a finite element approach: Ph.D. Thesis. Liege (Belgium), 1998. 202 p.
76. Светлицкий, В.А. Механика абсолютно гибких стержней / Под ред. А.Ю. Ишлинского. М.: Изд-во МАИ, 2001. 432 с.
77. Сергей, И.И. Численное моделирование эксплуатационных статических и динамических режимов проводов ВЛ и кабелей / И.И. Сергей, А.А. Виноградов // Электрические станции. 1998. №1. С. 41–49.

78. Ivanova O.A. Numerical simulation of wind induced conductor motion // The 5th International Conference on Vortex Flows and Vortex Models: book of proceedings. Caserta (Italy), 2010. 6 p.
79. Irvine H.M., Caughey T.K. The linear theory of free vibrations of a suspended cable // Proceedings of the Royal Society of London. Ser. A. 1974. N 341. P. 299–315.
80. Иванова, О.А. Исследование колебаний эллиптического профиля в жидкости методом вихревых элементов [Текст] / О.А. Иванова // Методы дискретных особенностей в задачах математической физики: труды XIV Международного симпозиума. Харьков-Херсон, 2009. С. 306–309.
81. Saxon D.S., Cahn A.S. Modes of vibration of a suspended chain // Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics. 1953. V. 6/3. P. 273–280.
82. Sanwa Tekki Corporation. Railway Overhead Lines. Automatic Tension Balancers. [Электронный ресурс] / Sanwa Tekki Corporation. - 2015. - Режим доступа: http://www.tekki.co.jp/english/products/shinkansen/shinkansen_product01.html