

Международный транспортно-гуманитарный университет

УДК 621: 681.587.2

На правах рукописи

УСТЕМИРОВА РАЙГУЛЬ СЕРИКОВНА

**Выбор, обоснование и изготовление механизмов и узлов подвижного
железнодорожного состава для увеличения скорости перемещения**

6D071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Диссертация на соискание степени
доктора философии (PhD)

Отечественные научные консультанты
доктор технических наук,
профессор

А. Кайнарбеков

доктор технических наук,
профессор
К.С. Каспакбаев

Зарубежный научный консультант
доктор технических наук,
профессор
А.А. Асанов
(Кыргызский государственный
университет строительства,
транспорта и архитектуры им. Н. Исанова)

Республика Казахстан
Алматы, 2023

СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ.....	4
ОПРЕДЕЛЕНИЯ	5
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	6
ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА ПОВЫШЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО СОСТАВА В КАЗАХСТАНЕ.....	15
1.1 Особенности возмущения подвижного состава от состояния железнодорожного пути.....	15
1.2 Причины расстройств рельсовой колеи в процессе эксплуатации.....	21
1.3 Экспериментальные исследования взаимодействия пути и подвижного состава.....	27
1.4 Стендовые испытания пневматических элементов подвижного состава.....	33
Выводы по 1 разделу.....	38
2 МОДЕРНИЗАЦИЯ УЗЛОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ	40
2.1 Существующие системы рессорного подвешивания.....	40
2.1.1 Конструктивные особенности локомотивных тележек.....	41
2.1.2 Тележки подвижного состава, оборудованные пневматическими рессорами.....	44
2.1.3 Конструктивные особенности резинокордных упругих элементов.....	48
2.2 Модернизация рессорного подвешивания электровоза ВЛ-80....	53
2.3 Теоретические и экспериментальные исследования свойств элементов пневматического подвешивания для тепловоза 2ТЭ-10.....	58
2.3.1 Исследование математической модели вертикальных колебаний при взаимодействии локомотива и пути с неровностями	58
2.3.2 Изменение вертикального перемещения кузова тепловоза в зависимости от скоростей движения и амплитуд неровностей пути	63
Выводы по 2 разделу.....	66
3 ПУТИ РАЗВИТИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ДВИЖЕНИЯ В КАЗАХСТАНЕ	67
3.1 Предпосылки для организации скоростного движения на участке «Алматы-Астана»	67
3.2 Регулирование наклона вагона при движении в кривых участках пути.....	72
3.2.1 Обзор современного состояния существующих систем наклона кузова вагонов	72

3.2.2	Особенности пассивной и активной системы наклона кузова вагона.....	76
3.3	Разработка механизма поворота кузова вагона для компенсации его наклонного положения при проходе кривых на высоких скоростях.....	79
3.3.1	Техническое решение по обеспечению поворота кузова вагона	79
3.3.2	Расчет механизма поворота кузова вагона	85
3.3.3	Определение мощности привода механизма поворота кузова вагона	93
3.3.4	Метод расчета значений управляющего воздействия на электропривод механизма поворота кузова вагона	96
3.4	Зависимость аэродинамического сопротивления от скорости движения	97
	Выводы по 3 разделу.....	101
4	ВЫБОР И ИЗГОТОВЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КУЗОВА ВАГОНА.....	102
4.1	Выбор и обоснование элементов зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона	102
4.2	Выбор материалов и технологии изготовления основных деталей механизма поворота кузова вагона	113
4.2.1	Поиск и обоснование выбора материала на основе параметров прочности и пластичности	113
4.2.2	Установление режимов термообработки, обеспечивающих достижение заданных свойств изделий	118
4.2.3	Оценка показателей рациональности выбранного материала и рекомендуемые режимы термообработки	121
	Выводы по 4 разделу.....	122
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	124
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	126
	ПРИЛОЖЕНИЕ А – Акты внедрения.....	134
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Дополнительные сведения и свойства сталей марок 20ХНЗА и 30ХГТ.....	139

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие нормативные документы:

ГОСТ 7.32-2001. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

ГОСТ Р 55514-2013. Локомотивы. Методика динамико-прочностных испытаний.

ГОСТ Р 550550-2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний.

Закон Республики Казахстан. О железнодорожном транспорте: принят 8 декабря 2001 года, №266-П.

Закон Республики Казахстан. О внесении изменений и дополнений по вопросам железнодорожного транспорта: принят 9 июля 2004 года, №596-П.

Закон Республики Казахстан. О транспорте: принят 21 сентября 1994 года, №156-ХІІІ.

НБ ЖТ ЦТ 02-98. Тепловозы. Нормы безопасности: утв. МПС РФ от 7 августа 1998 года.

Программа реструктуризации железнодорожного транспорта РК на 2001-2003 годы: утв. постановлением Правительства Республики Казахстан от 4 июня 2001 года, №756.

О вводе в эксплуатацию пассажирского поезда «Астана-Экспресс»: утв. приказом РГП «Қазақстан темір жолы» от 16 октября 2001 года, №536-Ц.

Методика оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности: утв. МПС РФ от 16 июня 2002 года, №ЦПТ-52/14.

Указания МПС РФ от 17 марта 1997 года №С-333у «Об установлении возвышения наружного рельса в кривых».

Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути. МПС РФ №ЦП/492.

Правила технической эксплуатации железнодорожного транспорта: утв. постановлением Правительства Республики Казахстан от 5 февраля 2013 года, №87.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей диссертации применяют следующие термины с соответствующими определениями:

Вынужденные колебания – колебания в системе при воздействии возмущающих сил.

Конструкционная скорость – наибольшая скорость движения подвижного состава, заявленная в технической документации, при которой на прямом горизонтальном участке пути (с соответствующими этой скорости конструкцией и состоянием) обеспечиваются заданные параметры, устойчивость экипажа от схода с рельсов, тормозной путь и плавность хода подвижного состава как в порожнем состоянии, так и с максимальной загрузкой.

Локомотив – железнодорожный тяговый подвижной состав, предназначенный для обеспечения передвижения по железнодорожным путям поездов и отдельных вагонов.

Математическая модель – совокупность уравнений движения и уравнений связей исследуемого процесса.

Магистральная железнодорожная сеть – магистральная железнодорожная инфраструктура, включающая магистральные и станционные пути, а также объекты электроснабжения, сигнализации, связи, устройства, оборудование, здания, строения, сооружения и иные объекты, технологически необходимые для ее функционирования.

Плавность хода – определение динамических качеств подвижного состава по низкочастотным колебаниям.

Режим тяги – движение локомотива с реализацией силы тяги.

Режим торможения – движение локомотива с реализацией сил торможения.

Рамная сила – поперечная горизонтальная сила взаимодействия колесной пары с рамой тележки.

Ходовые испытания – испытания локомотива на участках железнодорожного пути с целью определения значений показателей динамики и прочности локомотива.

Экипажная часть локомотива – конструкция, представляющая собой механическую повозку, обеспечивающую движение локомотива по рельсовой колее и предназначенную для установки силового и вспомогательного оборудования, приводов, тормозной системы.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

АО «НК «ҚТЖ»	– Акционерное общество «Национальная компания «Қазақстан темір жолы»
АСНКВ	– активная система наклона кузова вагона
ВСМ	– высокоскоростная магистраль
ВНИИЖТ	– Всероссийский научный институт железнодорожного транспорта
КНР	– Китайская Народная Республика
ПТЭ	– Правила технической эксплуатации железных дорог Республики Казахстан
ППВ	– Правила пользования вагонов в международном пассажирском и железнодорожном грузовом сообщении
ПС	– подвижной состав
ПСНКВ	– пассивная система наклона кузова вагона
РК	– Республика Казахстан
РКО	– резинокордная оболочка
РКУЭ	– резинокордный упругий элемент
РФ	– Российская Федерация
СНГ	– Содружество независимых государств

ВВЕДЕНИЕ

Оценка современного состояния решаемой научной или научно технологической проблемы. До развала Союза Советских Социалистических Республик управление вождением поездов по Казахстану осуществлялось Министерством путей сообщения СССР централизованно. Главное управление локомотивного хозяйства согласно объема перевозимых грузов осуществляло заказ на создание новой техники и распределение их по дорогам.

В 1964 году был электрифицирован первый в Казахстане участок пути (Целиноград-Караганда). С этого началась активная электрификация казахстанских железных дорог.

Для всего Союза электровозы переменного тока выпускались в г. Новочеркасске (Россия), электровозы постоянного тока в г. Тбилиси (Грузия), маневровые тепловозы в г. Брянске (Россия), магистральные тепловозы в г. Ворошиловград (Украина).

После распада СССР прекратилась централизованная поставка локомотивов. Создание СНГ и разрыв связей с бывшими партнерами привели к общему «старению» локомотивного парка. Срок службы этим локомотивам был установлен 18 лет, нормативные сроки службы которых приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Нормативные сроки службы тягового ПС

Наименование	Шифр	Норма амортизационных отчислений %	Нормативный срок службы
Электровозы постоянного и переменного тока	5000	3,3	30
Тепловозы магистральные, дизель-поезда, автомотрисы, паровозы и тендеры	5001	5,0 *	20*
Тепловозы маневровые и промышленные с электрической передачей	5002	4,0	25
С гидравлической передачей мощностью 550 кВт и выше	5003	5,0	20
То же, менее 550 кВт	5004	6,6	15
Электропоезда переменного тока	5005	3,6	28
Примечание – Для магистральных тепловозов на крайнем Севере, в Средней Азии и Казахстане применяется коэффициент 1,1 – срок службы соответственно уменьшается до 18 лет			

В связи с непоступлением новых тепловозов и общим «старением» локомотивного парка, в 1996 году по инициативе Министерства транспорта и коммуникации РК было принято решение о модернизации тепловозов серии 2ТЭ-10 путем замены дизеля 10Д100 на дизель 7FDL-12 фирмы «Дженерал-Электрик» (США).

Казахстан обладает разветвлённой сетью железных дорог общей протяжённостью около 16614,3 километров, 6 тысяч из которых двухпутные и

около 5 тысяч – электрифицированные. Из них в последние годы обновлено около 4 700 км пути [1].

Значение железнодорожного транспорта в Казахстане очень велико. Более 68% всего грузооборота и свыше 57 % пассажирооборота страны приходится на долю железных дорог. Большая часть сети находится под управлением Казахстанских железных дорог, малая часть относится к ведомствам горнодобывающих и нефтедобывающих отраслей.

На сегодняшний день, по информации Ассоциации казахстанских грузовых железнодорожных перевозчиков РК, износ локомотивного парка Казахстана – более 75% [2]. На пути выходят в основном локомотивы со сроком эксплуатации свыше 25 лет с момента выпуска заводом-изготовителем. Количество электровозов со сроком эксплуатации до 10 лет является незначительной и составляет около 20% от общего количества.

Доля пассажиропотока ежегодно составляет до 20% (около 15 млрд. пкм) по сравнению с грузооборотом железнодорожного транспорта. Соответственно, увеличивая скорость пассажиропотока, улучшается логистика железнодорожной перевозки, что в конечном итоге влияет на обеспечение внутренних и транзитных потоков между Европой, Центральной Азией и Китаем.

Соответственно, обновление или модернизация имеющегося локомотивного и вагонного парка позволит увеличить скорость пассажиропотока, улучшить логистику железнодорожной перевозки.

Все это возможно в результате решения исследовательских задач за счет усовершенствования конструкции, проектирования и изготовления деталей узлов и механизмов с применением машиностроительных технологий.

Основание и исходные данные для разработки темы. Основанием для разработки темы диссертационной работы является острая необходимость модернизации имеющегося локомотивного парка и вагонного состава с введением дополнительных механизмов и механических узлов в целях повышения скорости движения пассажирского ПС.

С помощью известных методов исследования (наблюдение, измерение, сравнение, эксперимент, обобщение, анализ, аналогия, моделирование) и оценки технического состояния объектов машиностроения получить возможность повышения надежности и долговечности подвижных частей локомотивов и вагонов [3].

Основание необходимости проведения научно-исследовательской работы. Одним из главных задач, стоящих перед железнодорожным транспортом, является повышение скорости движения и весовых норм поездов, которая в первую очередь зависит от технических характеристик локомотивов и вагонов.

Локомотив представляет собой многофункциональную структуру, состоящую из силового, вспомогательного оборудования, различных систем, обеспечивающих жизнедеятельность локомотива.

Модернизация, связанная с системой рессорного подвешивания, позволяет улучшить динамические качества, создает предпосылки для повышения скорости движения, улучшения плавности хода, улучшения условия работы

локомотивных бригад. Модернизация, связанная с системой наклона кузова вагонов, позволяет улучшить динамические качества, создает предпосылки для повышения скорости движения состава, исключения воздействия центробежной силы пассажирам при движении поезда в кривой.

Проблемы исследования и модернизации требуют своего логического завершения к созданию мотивации для комплексной модернизации, направленной на повышение скорости передвижения и надежности, а также продления срока службы локомотивов и пассажирского ПС в целом.

Сведения о метрологическом обеспечении диссертации. Без улучшения качества функционирования ПС невозможно решение задач, стоящих перед железнодорожным транспортом. Одной из важнейших характеристик качества технических изделий является надежность. С данным понятием непосредственно связаны безопасность, определяющая способность объекта непрерывно сохранять работоспособность в течение определенной наработки до отказа.

В настоящее время прочность и безотказность некоторых типов локомотивов и вагонов на железных дорогах требует качественного анализа.

Математические модели построены с использованием теории вероятности и математической статистики. Результаты, полученные в работе, основываются на известных апробированных методах расчета и обработки данных.

Актуальность темы. Главным достижением производственной деятельности железнодорожного транспорта является повышение его мощности, увеличение грузового и пассажирского потоков, повышение логистической транспортной обеспеченности за счет ускорения перевозок. Актуальным является улучшение пассажирского сообщения между Алматы и Астаной, а также другими городами, введением скоростного пассажирского движения. Существующий для этого пассажирский ПС может обеспечить скоростное движение не только внутри страны, но и в прилегающих соседних странах.

Президент РК К.-Ж.Токаев, выступая на шестом Каспийском саммите в Туркменистане 29 июня 2022 года, заявил о необходимости максимально использовать возможности железной дороги [4]. Он отметил, что в условиях разрыва традиционных логистических цепочек транспортная взаимосвязанность становится ключевым фактором устойчивого роста и укрепления экономических связей государств. «Существенно возросла роль Транскаспийского международного транспортного маршрута для обеспечения транзитных потоков между Европой, Центральной Азией и Китаем». Особое внимание, по мнению Президента РК, также следует уделить дальнейшему развитию перспективного коридора Север-Юг. «Для этого можно было бы максимально использовать возможности железной дороги Казахстан-Туркменистан-Иран, которая является кратчайшим маршрутом между Восточной Азией и странами Персидского залива».

Для реализации этого амбициозного проекта необходимо развитие работы не только приграничных станций Казахстана, но и усиление всех внутренних железнодорожных линий с целью увеличения пропускной способности.

Основной грузопоток определяется объемом перевозок грузов Казахстана в экспортном и импортном сообщении и транзитных грузов стран СНГ, КНР и

других стран Юго-Восточной Азии [5]. Большая часть перевозок осуществляется в Китай, около 60% грузов составляют перевозки металлов, руды и сырой нефти.

Представленные вагоны по техническому состоянию должны удовлетворять требованиям и нормам установленным ПТЭ и ППВ [6].

АО «НК «ҚТЖ» придает особое значение развитию станции Достық и транзитных возможностей железнодорожного перехода Достық-Алашанькоу. Через станцию Достық осуществляются и контейнерные перевозки, которые составляют 70% от общего объема перевозок [7, 8].

В Казахстане колея железнодорожного пути стран СНГ, и в тех странах, которые являются составными звеньями почти всех трансконтинентальных железнодорожных проектов, «замкнутых» на Казахстан, европейская. Именно это, кстати, является одной из сложностей и для развития грузооборота между Китаем и Казахстаном: на пограничной станции Достық колеса вагонов приходится менять с одной колеи на другую или перегружать грузы, а это – потери времени и денег, а иногда грузов [9]. Несколько лет назад была озвучена фактически революционная идея в отечественном железнодорожном деле, а именно проложить совершенно новую магистраль европейского стандарта, которая шла бы от станции Достық и была состыкована с китайской железнодорожной системой.

Учитывая растущий интерес европейских и азиатских государств к транзиту своих грузов через территорию Казахстана по маршруту Китай - Европа - Китай, реализация транзитного потенциала является одним из приоритетных направлений экономической политики страны [10-12].

Сегодня железнодорожное сообщение внутри страны насчитывает свыше 100 маршрутов [13]. До пандемии железнодорожным транспортом осуществлялась перевозка 17 млн. пассажиров в год. В настоящее время парк вагонов в РК составляет около 2700 единиц. Ежегодно для обновления парка пассажирских вагонов закупается до 100 вагонов. Но вместе с тем износ вагонов составляет до 46%.

При этом особо актуальным считается улучшение пассажирского сообщения между городами введением скоростного пассажирского движения. АО «НК «ҚТЖ» постоянно увеличивает скорость движения поездов. С 2012 по 2017 годы средняя скорость по сети увеличилась с 41,9 км/ч до 44,2 км/ч [14]. Как показывает анализ выделяемых ежегодных финансовых средств на усиление железнодорожной инфраструктуры, дальнейшее сокращение времени хода требует все больших средств.

В настоящее время в Казахстане действуют маршруты пассажирских поездов, сформированных из вагонов «Тальго», которые обеспечивают скоростное движение сообщением из Алматы и Астана по всем железнодорожным направлениям, в т.ч. числе и в соседние страны. И каждым годом количество маршрутов с такими поездами увеличиваются.

Организация скоростного пассажирского движения Дирекцией магистральной сети начата в 2010 году в соответствии с поручениями руководства АО «НК «ҚТЖ». Несмотря на то, что для подготовки магистральной инфраструктуры к обеспечению скоростного пассажирского движения был

разработан план мероприятий, который предусматривал выполнить в 2 этапа до 2015 года: с организацией движения со скоростью 140 км/час и до 2020 года со скоростью 200 км/ч [15], до сегодняшнего дня скорость пассажирских перевозок не достигла намеченной цели.

Постоянное стремление повышения скорости движения железнодорожного транспорта упирается в проблему обеспечения высокой скорости при движении на криволинейном участке пути. Максимальные скорости движения пока достигнуты лишь на 11% протяжения линии, хотя прямые участки пути имеют длину около 80% от всего протяжения [16]. К примеру, на участке «Астана – Алматы» протяженностью 1322 км расположены 81 раздельный пункт, 245 кривых малого радиуса, 63 переездов.

При существующих конструкциях железнодорожных путей Казахстана очень сложно и актуально компенсация отрицательного действия центробежных сил на кривых, несмотря на имеющиеся определенные величины возвышения наружного рельса, которые могут компенсировать возникающие центробежные силы лишь до определенной скорости.

Для этого необходимо выработать такой подход, чтобы с минимальными расходами времени, сил и средств выйти на увеличение и ускорение пассажиропотока. Таким подходом, причем единственным является модернизация конструкции механизмов и машин действующих подвижных составов, позволяющих достичь желаемый результат.

При этом важно, чтобы нагрузки на путь от скоростного поезда не были чрезвычайно высоки и не привели бы к резкому росту эксплуатационных расходов на поддержание исправного состояния пути.

Взаимодействие пути и ПС, а также совершенствованием узлов и механизмов железнодорожного транспорта изучали многие отечественные и зарубежные специалисты: профессора В.Г. Альбрехт, М.Ф. Вериго, С.В. Вертинский, А.Б. Васильев, В.А. Грищенко, Л.О. Грачева, С.А. Айзинбуд, В.Н. Данилов, В.М. Ермаков, М.П. Ершков, В.Г. Галабурда, Э.П. Исаенко, М.П. Пахомов, И.И. Галиев, Н.И. Карпущенко, С.И. Клинов, К.С. Каспакбаев, Н.К. Исингарин, Т.Б. Баяхметов, Р.К. Сатова, М.А. Левинзон, А.Д. Омаров, А.Я. Коган, И.В. Прокудин, В.О. Певзнер, Ю.С. Ромен, С.Н. Шарапов, И.И. Челноков, Эсвельд, В.Ф. Яковлев и многие другие.

Научное обоснование технических требований к машинам и механизмам, обеспечивающим скоростное передвижение, к их стабильной и экономичной конструкции актуальны на современном этапе. По некоторым позициям решения до последнего времени не были найдены.

При взаимодействии ПС и верхнего строения пути возникают интенсивные динамические нагрузки. Они оказывают разрушающее воздействие как на детали ПС, так и на элементы верхнего строения пути. Условия взаимодействия в системе «колесо-рельс» оказывают существенное влияние на сроки службы и организации содержания основных устройств пути и ПС.

Модернизация механизмов, систем приводов, узлов и деталей тяговых машин и вагонного состава должны позволить уменьшить воздействие ПС на путь и улучшить его динамические качества.

Улучшение тяговых и ходовых качеств и повышение скоростей движения пассажирских поездов связано с совершенствованием экипажной части локомотива, а также с обеспечением компенсации крена кузова вагона при движении в кривой.

Данная модернизация позволит улучшить не только динамические качества локомотивов, повысить надежность экипажной части, улучшить условия труда локомотивных бригад, но и создаст предпосылки для увеличения скорости движения в реальных условиях железнодорожных путей.

Таким образом, в данной работе приводится вариант решения вопроса, связанный с обеспечением скоростного движения с помощью модернизации отдельных узлов и механизмов существующего локомотивного парка и ПС при существующих конструкциях железнодорожных путей Казахстана. В частности, исследование направлено на изыскание возможности совершенствования конструктивных параметров механизмов и узлов локомотива и пассажирских вагонов в целях улучшения их динамических характеристик.

Цель и задачи исследования.

Целью работы является разработка конструкции отдельных механизмов и узлов, а также их технологии изготовления для увеличения скорости перемещения локомотивов и вагонов пассажирского железнодорожного состава.

В соответствии с поставленной целью в диссертационной работе решаются следующие **задачи**:

- комплексный анализ исследований по расстройству рельсовой колеи железнодорожного пути при воздействиях ПС и наоборот, процессов колебаний в узлах локомотивов, происходящих в результате динамического воздействия рельсов и подрельсового основания пути;

- исследование возможности пропуска высокоскоростных пассажирских поездов на примере участка «Алматы-Астана»;

- исследование и совершенствование конструкции узлов системы рессорного подвешивания подвижного железнодорожного состава;

- исследование и совершенствование системы наклона при движении ПС в кривой;

- проектирование конструкции и изготовление деталей механизмов и узлов локомотива и вагона пассажирского ПС.

Объектом исследования являются механизмы и узлы пассажирского железнодорожного состава с высокоскоростным перемещением.

Предметом исследования являются усовершенствованные конструкции узлов и механизмов железнодорожного транспорта, позволяющие увеличить скорость перемещения.

Методы исследования. В теоретических исследованиях использованы положения фундаментальных и прикладных наук: теории упругости, теории механизмов и машин, теоретической механики, взаимодействия пути и ПС. В экспериментальных исследованиях применено физическое моделирование движения ПС в кривых, тензометрирование сил, деформации пути с обработкой опытных данных методами теории вероятностей и математической статистики.

На защиту выносятся:

- систематизированные общие закономерности взаимодействия параметров железнодорожного пути и ПС, позволяющие принять конструктивные решения по улучшению их взаимодействия;

- модернизированная конструкция системы рессорного подвешивания, позволяющий уменьшения воздействия ПС на железнодорожный путь за счет применения дополнительного узла с пневмоэлементами;

- созданная на основе кинематического синтеза конструкция механизма поворота кузова вагона, позволяющая увеличить скорость движения ПС за счет регулирования наклона кузова вагона при движении в кривой;

- обоснованные элементы конструкции зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона, а также технологии изготовления материалов его основных деталей.

Научная новизна исследования:

- проведен системный анализ установленных закономерностей расстройств рельсовой колеи железнодорожного пути при воздействиях ПС и наоборот, динамических процессов в узлах локомотивов и вагонов, происходящих в результате воздействия рельсов и подрельсового основания пути;

- разработан и рекомендован к внедрению узел пневматического рессорного подвешивания для конкретной серии локомотива инвентарного парка железных дорог Казахстана;

- обоснованы и разработаны технические решения и методика расчета элементов конструкции механизма поворота кузова вагона для регулирования наклонного положения;

- выбраны и обоснованы элементы конструкции зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона, а также установлены технологии изготовления материалов его основных деталей.

Практическая значимость работы:

- установленные закономерности влияния параметров подрельсового основания пути и разработанные математические модели процессов колебаний тепловоза обеспечивают точность и достоверность расчетов необходимых параметров для совершенствования механизмов и узлов железнодорожного транспорта;

- использованные методы проектирования конструкции механизма поворота кузова вагона и узла рессорного подвешивания локомотива могут послужить методикой расчета аналогичных механизмов и узлов других видов локомотивов и вагонов для увеличения их скорости перемещения;

- использованная методика для расчета конструкции зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона, а также технологии их изготовления обеспечивают надежность функционирования системы компенсации крена пассажирских вагонов при скоростном движении в кривой.

Результаты исследования переданы для внедрения в производство филиала АО НК «КТЖ» «Алматинское отделение ГП», и используются в учебном процессе при подготовке обучающихся специальностей «Машиностроение» и

«Транспорт, транспортная техника и технологии» Казахского университета путей сообщения (Приложение А).

Личный вклад соискателя. Все основные результаты диссертационной работы, выносимые на защиту, обработаны и представлены соискателем лично, среди них итоги теоретических и экспериментальных исследований в производственной деятельности АО НК «КТЖ» за отчетный период, данные по состоянию пути на рассматриваемых участках, устройства и принципы действия и конструкции механизмов и узлов ПС, их отдельные технические характеристики.

Апробация результатов диссертаций. Основные положения диссертации и результаты исследования докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры «Транспортная техника, машиностроение и стандартизация» Казахского университета путей сообщения, а также на следующих конференциях: Международной научно-практической конференции на тему: «Инновационные технологии на транспорте: образование, наука, практика» в рамках реализации Послания Президента РК Н. Назарбаева «Новые возможности развития в условиях четвертой промышленной революции» (Алматы: КазАТК им. М. Тынышпаева, 2018); Международной научно-практической конференции «Транспорт Евразии XXI века: Современные цифровые технологии на рынке транспортных и логистических услуг» в рамках реализации государственных программ «Нурлы жол» и «Цифровой Казахстан» (Алматы: КазАТК им. М. Тынышпаева, 2018); XV Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji, «Nauka i Inowacja» (Przemyśl, 2019). Результаты данной работы рекомендованы кафедрой «Транспортная техника, машиностроение и стандартизация» для выпуска учебного пособия обучающимся по образовательной программе «Транспортная техника и технологии» и преподавателей ВУЗа.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 23 печатных работах, в том числе 14 статей в журналах, рекомендованных Комитетом по обеспечению качества в сфере образования и науки МОН РК; 3 статьи в журналах базы данных Scopus (три статьи входят в Q3), 2 статьи в зарубежных научных изданиях; 4 публикации на Международных конференциях, 1 из которых зарубежная.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, изложенных на 133 страницах, содержит 37 рисунков, 24 таблицы, 108 использованных источников и приложений.

1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА ПОВЫШЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО СОСТАВА В КАЗАХСТАНЕ

1.1 Особенности возмущения подвижного состава от состояния железнодорожного пути

Основой железнодорожного транспорта является путь. Конструкция звеньев пути, в котором используются сравнительно короткие рельсы стандартной длины ($l=25$ м), имеет существенный недостаток, связанный с наличием стыков.

В стыках резко изменяется жесткость пути в вертикальном и горизонтальном направлениях. Из-за наличия зазора нарушается непрерывность рельсовой нити. В стыках имеется «ступенька» из-за различия в размерах стыкуемых рельсов. Здесь силовая неровность пути накладывается на геометрическую. В результате повышенных динамических воздействии в зоне стыка происходят интенсивные расстройств пути. Стыки усложняют конструкцию пути, удорожают долговечность ходовых частей ПС, повышают сопротивление движению.

Рельсовые стыки остаются основными возбудителями динамических, а нередко и ударных воздействий ПС на путь, они же – очаги постоянных расстройств пути.

В настоящее время, ведутся исследования по определению динамического воздействия сочетаний отступлений плана и профиля на плавность движения поездов, на появление новых неисправностей, а также по установлению характеристик взаимодействия рельсошпальной решетки с подшпальным основанием.

Особое влияние на пространственное положение рельсошпальной решетки пути оказывает состояние балластного слоя и земляного полотна. Если при этом учесть, что в результате износа рельсошпальной решетки путь не претерпевает больших изменений в пространстве, то можно считать, что основной причиной больших расстройств является изменение несущей способности подшпального основания [17].

По вопросу колебаний пути в результате воздействия подвижной нагрузки и распространения упругих волн в подрельсовом основании проведены важные исследования [18]. Особое внимание в них уделено влиянию колебаний в элементах пути на накопление остаточных деформаций. Эти колебания связываются с резонансными колебаниями необрессоренной массы ПС и массы самого пути. Выполнены также широкие исследования колебаний шпал и балласта [19].

При движении поезда по железнодорожному пути подрельсовое основание периодически находится в динамическом силовом поле. При этом, как показывают результаты многих исследований, элементы верхнего строения пути колеблются с широким спектром частот, а к среде подшпального основания распространяются волны напряжений. Это очень важное явление во взаимодействии пути и ПС положено в основу дальнейших рассуждений [20].

Так как напряжения в подшпальном основании имеют пульсирующий характер, при расчете остаточных деформаций подрельсового основания обычные расчетные характеристики компрессионной кривой, полученной в результате статического нагружения образцов грунта, уже не могут быть использованы. Для этих целей, по-видимому, необходимо применять только расчетные динамические характеристики, полученные, например, на динамических компрессионных установках, или те же характеристики, определяемые сейсмическим способом полевых исследований упругих свойств грунтов, основанном на измерении скоростей распространения продольных и поперечных волн.

Возбудителями колебаний ПС являются геометрические неровности пути и колес, переменные упругодиссипативные характеристики пути; воздействия, вызываемые работой силовых агрегатов, со стороны состава и воздушной среды; случайные изменения характеристик подвешивания; управляющие воздействия [21].

Наиболее важное значение имеют первые три вида воздействий. Воздействия со стороны воздушной среды интенсивно увеличиваются с ростом скорости движения. Воздействия, вызываемые работой основных агрегатов, имеют полигармонический вид и зависят от характеристик применяемого оборудования [22].

Рассмотрим учет воздействия от пути. Значительная часть железнодорожного пути характеризуется наличием стыков, повторяющихся через вполне определенное расстояние. Поэтому большинство моделей возмущения в своем составе имеют периодические составляющие [23].

Наиболее просто при определении динамических показателей ПС железных дорог использовать спектральные характеристики возмущений, полученные на натуральных образцах вагонов или тепловозов [24].

Для проведения расчетов по оптимизации параметров рессорного подвешивания в широком диапазоне изменения параметров железнодорожного пути желательнее иметь математическую модель возмущений. В общем случае целесообразно представить математическую модель спектральной плотности возмущений от пути в виде:

$$S(\omega) = \sum_{i=1}^n S_i(\omega) \quad (1.1)$$

где n – число учитываемых компонентов;

ω – текущее значение частоты, 1/с.

В первом приближении примем, что возмущения от пути обусловлены следующими причинами: периодически повторяющимися стыковыми неровностями ($n=1$); неровностями рельсовых звеньев ($n=2$); микро-, макронеровностями пути ($n=3$) (без учета стыков) и неровностями колес ($n=4$).

Рассмотрим компоненты, входящие в формулу (1.1), более подробно:

1. Представим возмущения от стыков в виде периодически повторяющихся равноотстоящих импульсов одинаковой формы, по разной амплитуде и длительности. Принимая, что временной интервал ν_0 между характерными

точками соседних стыков велик по сравнению с длительностью τ_0 импульса на стыке, а плотность вероятности распределения амплитуды импульсов нормальная, получим выражение спектральной плотности принятой последовательности импульсов:

$$S_1(\omega) = \frac{|F(\omega, \tau_0)|}{v_0} \left[\frac{2\pi}{v_0} m_\eta^2 \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - n\omega_0) + \sigma_\eta^2 \right]. \quad (1.2)$$

Таким образом, спектральная плотность состоит из непрерывного спектра (второй член формулы 1.2) и дискретных спектральных линий, расположенных друг от друга на расстоянии $\frac{1}{v_0}$. Форма непрерывного спектра такая же, как форма спектра $F(\omega, \tau_0)$ отдельного импульса. Огибающая спектральных линий такая же, как и огибающая непрерывного спектра, и зависит от спектра отдельного импульса (δ – дельта-функция Дирака).

Учитывая, что неровности на стыках рельсовых нитей имеют различную форму, логично в качестве исходной взять неровность, дающую монотонно убывающий спектр. Такой спектр, который показан на рисунке 1.1 имеет, в частности, импульс гауссовой формы, математическое описание которого во временной области определяется выражением:

$$f(x) = A \exp\left(-4 \ln 2 \frac{t^2}{\tau_0^2}\right), \quad -\infty < t < \infty, \quad (1.3)$$

где A – амплитуда.

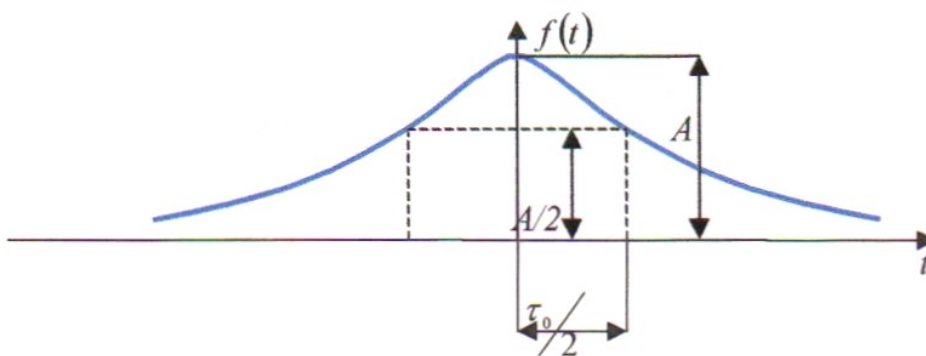


Рисунок 1.1 – Спектр импульса гауссовой формы

Математическое изображение спектра неровности пути на стыке имеет вид:

$$F(\omega, \tau_0) = A\tau_0 \left(\frac{\pi}{4 \ln 2}\right)^{\frac{1}{2}} \exp\left(\frac{-\omega^2 \tau_0^2}{16 \ln 2}\right). \quad (1.4)$$

Естественно, что в выражении спектральной плотности (1.2) численные значения m_η и σ_η (математическое ожидание и среднее квадратическое значение

η зависят от состояния пути, и для правильного выбора их необходимы трудоемкие исследования реальных характеристик путей. Нужно отметить, что значения m_η и σ_η очевидно, увеличиваются с уменьшением вертикальной жесткости пути и ростом осевой нагрузки исследуемого ПС. Значения τ_0 и v_0 , в формулах (1.2)-(1.4) выражают через характерные геометрические расстояния и скорость движения:

$$\tau_0 = \frac{L_0}{v}, \quad v_0 = \frac{L}{v}, \quad (1.5)$$

где L_0 – расстояние между стыками.

Установлено, что величина импульса I_0 в районе стыка увеличивается с ростом скорости движения v и, в частности, можно пользоваться следующими формулами корреляционной связи:

$$I_0 = 0,344 \cdot v \text{ – для летних условий;}$$

$$I_0 = 0,675 \cdot v \text{ – для зимних условий,}$$

т.е. импульсное воздействие зимой почти в 2 раза выше, чем летом.

Считая импульс пропорциональным скорости движения, а также учитывая формулы (1.5) выражение (1.4) можно записать в виде:

$$F(\omega, L_0) = L_0 \left(\frac{\pi}{4 \ln 2} \right)^{1/2} \exp \left(\frac{-\omega^2 L_0^2}{16 \ln 2} \right). \quad (1.6)$$

Аналитическое выражение спектральной плотности возмущений от рельсового звена принимаем в форме:

$$S_2(\omega) = \frac{D}{\pi} \left[\frac{\alpha}{\alpha^2 + (\omega + \beta)^2} + \frac{\alpha}{\alpha^2 + (\omega - \beta)^2} \right], \quad (1.7)$$

где α и β – корреляционные коэффициенты, связанные со скоростью v движения ПС соотношениями:

$$\alpha = a_0 v,$$

$$\beta = b_0 v,$$

где коэффициенты a_0 и b_0 определяются при $v = 1$ м/с.

2. Возмущения, обусловленные микро-, макронеровностями пути без учета стыков. На железнодорожном пути помимо неровностей, обусловленных рельсовыми звеньями и стыками, присутствуют еще различные микро- и макронеровности. Считают, что корреляционная связь между высотой (амплитудой) неровности h и ее длиной L_1 носит линейный характер. Это не противоречит физической сущности явления. Высота вертикальных неровностей пути $h = 0,0003 \cdot L_1$, м.

В результате обработки записей неровностей пути получена следующая зависимость:

$$h = 0,0004 L_1. \quad (1.8)$$

Указанные выше зависимости получены для железных дорог России и Японии, поэтому необходимо получить новые зависимости для условий железных дорог Казахстана. Эти зависимости имеют приближенные параметры, так как они не учитывают многие геометрические, физико-механические параметры железнодорожного пути.

Определим спектральную плотность процесса, используя формулу (1.9):

$$S_3(\omega) = 1,6 \cdot 10^{-7} \frac{v^2}{L_2 \omega^2}, \quad \left(\frac{v}{L_2} \leq \omega < \infty\right), \quad (1.9)$$

где L_2 – длина реализаций.

3. Возмущения, обусловленные неровностями колес. В первом приближении можно принять, что диаметры всех колес «почти» равны, неровности на них одинаковой высоты и формы. Предполагаем, что сдвиг возмущений от колес в процессе движения может изменяться в любых сочетаниях, поэтому при динамических расчетах необходимо ориентироваться на наихудшие сочетания фаз. Наихудшим случаем для колебаний кузова, очевидно, будет сдвиг фаз $\psi=0$; для колебаний тележки (в случае двухступенчатого подвешивания или центральной упругой опоры на тележку), наихудшим сочетанием будет $\psi=180$ для крайних осей. Для оптимизации параметров рессорного подвешивания при определении динамики наддрессорного строения вполне достаточно ограничиться значением спектральной плотности на частоте вращения ω колесных пар. Тогда, принимая форму неровности на колесе синусоидальной, с длиной, равной длине окружности колеса, получим:

$$S_4(\omega) = \frac{\alpha^2}{4} \delta(\omega - \omega_1). \quad (1.10)$$

Корреляционная функция в этом случае имеет вид

$$R(\tau) = \frac{\alpha^2}{2} \cos \omega \tau, \quad (1.11)$$

где α – амплитуда неровности на колесе.

4. Возбудители боковых колебаний. Будем рассматривать только возмущения, поступающие от пути на колесную пару. Для этого предварительно рассмотрим более подробные уравнения, описывающие колебания колесной пары, расчетная схема которой представлена на рисунке 1.2.

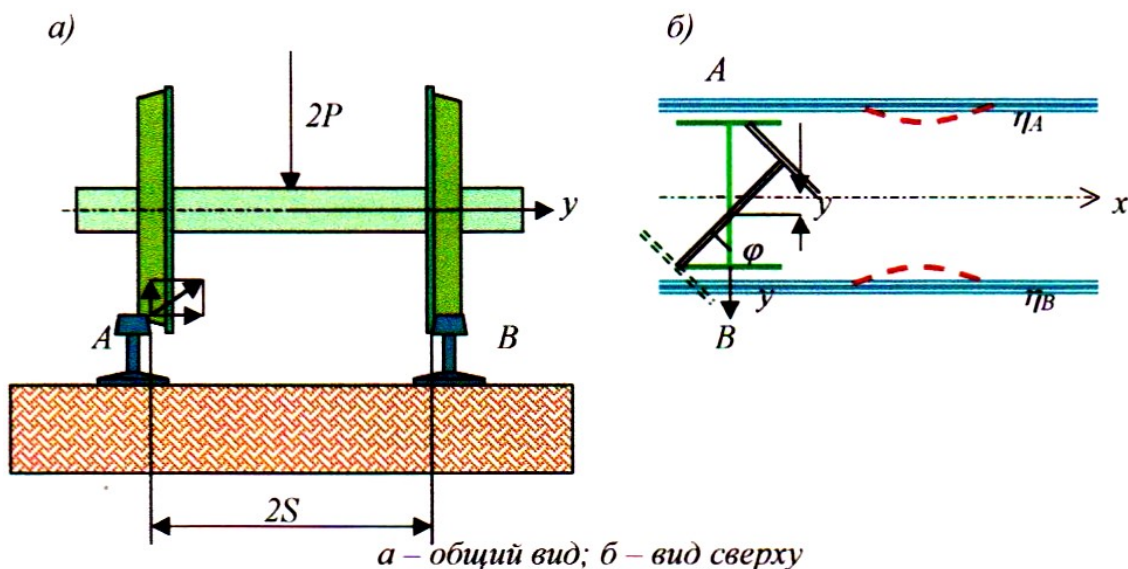


Рисунок 1.2 – Расчетная схема для исследований колебаний колесной пары в горизонтальной плоскости

Примем следующие обозначения: r – радиус катания колеса в среднем положении колесной пары; индексом А будут обозначены переменные, относящиеся к левому по ходу движения колесу, а индексом В – к правому по ходу движения колесу; $2S$ – расстояние между колесами по кругу катания; $2P$ – нагрузка на колесную пару; $\Delta r = f(y - \eta)$ – изменение радиуса катания колеса при смещении его относительно среднего положения колесной пары; x и y – координаты центра тяжести колесной пары; φ – угол поворота колесной пары относительно вертикальной оси; 2δ – зазор в рельсовой колее между гребнем колеса и головкой рельса (для колес с двухточечным касанием); η – координата смещения головки рельса по оси y ; k_x и k_y – коэффициенты крива в продольном и поперечном направлениях.

В общем случае при смещении колеса по оси y точка контакта смещается на величину $(y - \eta)^h$, причем обычно $h \geq 1$, так как радиус рельса в точке контакта меньше радиуса колеса (рассматриваются сечения рельса и колеса плоскостью yoz).

Представим рельсы как массы m_p , взаимодействующие с основанием в поперечном направлении через пружину с жесткостью k_n , диссипативным коэффициентом c_0 , а в продольном направлении – через пружины с бесконечно большой жесткостью k_{np} (рисунок 1.3).

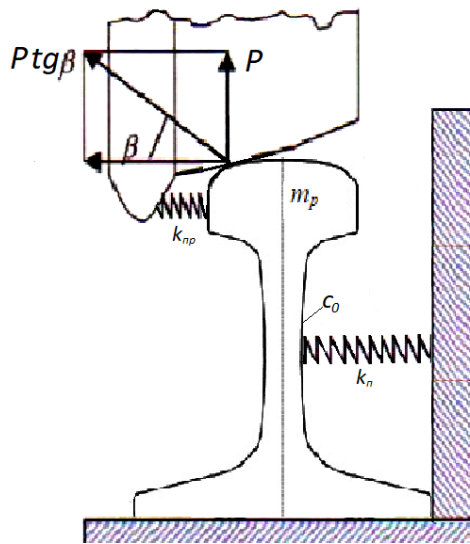


Рисунок 1.3 – Модель взаимосвязей колеса с рельсом

В большинстве исследований по горизонтальным колебаниям ПС рельсы предполагают без инерционными [25]. При движении колесной пары на нее дополнительно к ранее указанным действуют следующие возмущения: от неровности и неравножесткости пути; параметрические возмущения в результате изменения пятна контакта, ведущие к изменению коэффициентов крипа k_x и k_y ; параметрические возмущения вследствие изменения функциональных зависимостей: $\Delta r = \Delta r(y - \eta; x)$, $\beta = \beta(y - \eta; x)$ возмущения, вносимые в систему в результате изменения зазора в рельсовой колее, $\delta = \delta(x)$.

В настоящее время практически отсутствуют какие-либо исследования, позволяющие установить как параметры указанных возмущающих факторов, так и степень влияния их на динамику системы «подвижной состав-железнодорожный путь». Поэтому в первом приближении можно принимать во внимание только возмущения, возникающие вследствие геометрической и динамической неровностей пути.

1.2 Причины расстройств рельсовой колеи в процессе эксплуатации

Основной причиной искажения геометрического положения рельсового пути являются неравномерные остаточные осадки рельсовых нитей. Поэтому поиск необходимых при прогнозировании расстройств пути математических формул, реально отражающих сложнейший процесс осадок подшпального основания, имеет огромное значение.

В работе [26] предложена формула (1.12) для подсчета осадки пути, соответствующей пропущенному по участку 1 млн. т брутто грузов:

$$h_0 = \frac{K}{100T} [d_s \sum P_i h_{is} + d_v \sum P_i h_{iv}] A, \text{ мм}, \quad (1.12)$$

где K – количество пульсаций, передающихся от колес ПС на данное сечение пути при проходе 1 млн. т брутто грузов;

d_s, d_v – продолжительность периода времени в днях, когда балластный слой находится соответственно в сухом и во влажном состояниях;

P_i – процент различных по величине динамических напряжений, наблюдаемых в балласте под подошвой шпалы;

h_{is}, h_{iv} – средние просадки пути от динамических воздействий в сухое и во влажное время года;

A – коэффициент (меньше 1), учитывающий уменьшение вертикальной осадки из-за подъемки пути при текущем содержании.

Формула (1.12) является одной из прогнозирующих формул, в которой сделана попытка использования вероятностных методов учета динамических напряжений. Вместе с тем формула имеет существенные недостатки:

- не учитывается осадка земляного полотна;
- сама удельная осадка h_0 не отражает изменения интенсивности осадок во времени (например, в межремонтный период);
- величины осадок h_{is}, h_{iv} берутся только из опыта для определенных эксплуатационных условий.

Перечисленные недостатки ограничивают применение указанной формулы для прогнозирования остаточных осадок пути с другими эксплуатационными условиями. Далее осадки пути уже рассматриваются в функции пропущенного тоннажа и в трех периодах:

1. Период стабилизации подшпального основания после проведенного ремонта; остаточные осадки описываются формулой (1.13):

$$\delta_1 = \alpha_1 Q_1^k. \quad (1.13)$$

2. Период нормальной работы, формулой (1.14):

$$\delta_2 = \alpha_2 Q_2^k. \quad (1.14)$$

3. Период интенсивного накопления остаточных осадок, формулой (1.15):

$$\delta_3 = \alpha_3 Q_3^k. \quad (1.15)$$

где Q – прошедший тоннаж после начала рассматриваемого периода;

α_i – постоянный коэффициент;

k – показатель степени, зависящий от эксплуатационных условий.

Коэффициенты α_i и k определяются в результате сглаживания зависимости, полученной экспериментальным путем. В этих формулах присутствуют те же недостатки – эмпиризм и невозможность применения их для других эксплуатационных условий.

После испытания щебеночного балласта в лабораторных условиях [27], а также полевых наблюдений за характером работы балластного слоя с помощью нивелирования [28] была выведена эмпирическая формула (1.16) осадок пути в зависимости от пропускаемого по участку тоннажа:

$$h = \frac{T}{a+bT} \quad (1.16)$$

где T – пропущенный тоннаж, млн т брутто;

a и b – параметры, определяемые по методу наименьших квадратов.

Эта формула наилучшим образом отражает изменение осадок в зависимости от величины пропущенного тоннажа, но использование ее при прогнозировании осадок для других условий эксплуатации пути также ограничено. Интересная по своей структуре формула (1.17) осадок пути предложена японскими исследователями [29]:

$$\delta = 1,37 \cdot 10^{-9} \cdot n \cdot V(1 + 7,52 \cdot 10^{-3} \cdot V) + 1 \cdot 10^{-2} \cdot \varepsilon \cdot P^{1,5}, \quad (1.17)$$

где n – количество циклов нагрузки;

V – скорость поездов на участке;

ε – параметр, зависящий от состояния грунта земляного полотна;

P – напряжение на основной площадке.

Здесь в виде отдельного слагаемого учитывается влияние скорости (по параболическому закону), что подчеркивает особый характер поведения основания пути при изменении скоростей подвижной нагрузки. Другой отличительной стороной этой зависимости является введение напряжения $P^{1,5}$. Влияние на величину осадок пути напряжения как аргумента в степени 1,5 хорошо согласуется с экспериментальными исследованиями. Основным недостатком этой формулы является то, что количество циклов нагрузки вводится в первой степени, а это противоречит нелинейности осадок во времени. Кроме того, одним параметром очень сложно учесть в расчетах наличие в пути вибраций, влияние высоты насыпи и т.п.

Изменение распределений средних значений величин остаточных деформаций в вертикальной плоскости Y и в плане X и их среднеквадратические отклонения по мере роста пропущенного тоннажа T при обращении тяжеловесных поездов аппроксимированы выражением:

$$y(T) = A + BT + CT^2, \quad (1.18)$$

где A, B, C – коэффициенты, определяемые экспериментами;

T – пропущенный тоннаж, млн т брутто.

Для описания реологических свойств реальных тел в настоящее время применяют различные методы, зачастую основанные на использовании теории механических моделей. Поскольку деформация в каждый момент времени является суммой упругой и остаточной деформаций, то можно записать:

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{E} \left[\sigma(t) + \int_0^t K(t - \tau) \sigma(\tau) d\tau \right], \quad (1.19)$$

где E – модуль упругости грунта;

$K(t - \tau)$ – ядро ползучести.

При изучении ползучести материалов подрельсового основания и земляного полотна для аппроксимации экспериментальных данных использовалось ядро ползучести типа Абеля. Тогда относительный прогиб $y(T)$ во времени при обратной ползучести материала пути описывается уравнением вида:

$$y(T) = y_0 \left[\frac{\delta}{1-\alpha} \right] t^{1-\alpha}, \quad (1.20)$$

где y_0 – мгновенный прогиб;

α и δ – параметры ползучести, определяемые экспериментом. Безразмерный параметр ползучести α колеблется в зависимости от жесткости пути от 0,875 до 0,657, при этом на пути с усиленной основной площадкой параметр α имел наименьшее значение 0,657.

Экспериментальные данные [30, 31] свидетельствуют о том, что железнодорожное земляное полотно представляет собой упруговязкое тело, реологическая модель поведения которого позволяет определить необходимый промежуток времени между поездами для полного восстановления деформации упругого последствия.

С учетом всех положительных сторон рассмотренных моделей, особенно в части динамики процесса остаточных осадок подшпального основания, разрабатываются две методики:

- расчета остаточных осадок подшпального основания железнодорожного пути;
- расчета величины расстройств рельсовой колеи на основе связи их с остаточными осадками основания.

Изучение закономерностей расстройств рельсовой колеи железнодорожного пути является актуальной проблемой, так как эти закономерности служат основой безопасности движения поездов и мерой эксплуатационных расходов на содержание пути в исправном состоянии [32].

В целях получения ответа на вопрос о влиянии волнового процесса на работу пути сначала рассматриваются поведение шпалы под воздействием, изменяющейся во времени нагрузки.

Вследствие осадки рельсошпальной решетки, а также неупругих сопротивлений подшпальное основание в сечении пути при наезде колеса испытывает изменяющуюся во времени нагрузку и, следовательно, находится в переменном напряженном поле.

Пусть в момент t_0 в результате влияния, например, незначительной неровности на рельсе шпала получила от рельса (подкладки) импульс силы. Принимаем, что в любой момент нагруженный подвижной нагрузкой рельс имеет обычную форму изогнутой балки, лежащей на упругом основании.

После воздействия импульса на верхнюю поверхность шпалы вниз по толще последней устремится ударная волна со скоростью:

$$\alpha_{\text{шп}} = \sqrt{\frac{E_{0 \text{ шп}}}{\rho_{\text{шп}}}}, \quad (1.21)$$

где $\rho_{\text{шп}}$ – плотность среды шпалы, кгс²/м²;

$E_{0 \text{ шп}}$ – модуль упругости материала шпалы, Па.

Здесь сделано допущение, что вертикальная деформация шпалы происходит без возможного ее бокового расширения.

Так как нагрузка на данную шпалу при движении не прекращается, а наоборот, возрастает, то за фронтом волны будет отмечаться сплошное смещение частиц среды с ε .

За время $\tau = \frac{\alpha_{\text{шп}}}{h_{\text{шп}}}$ пробега фронта сплошной волны от верха шпалы до подошвы верхняя плоскость шпалы сместится на величину:

$$\varepsilon = \theta h_{\text{шп}} = \frac{\tau h_{\text{шп}}}{E_{0 \text{ шп}}}, \quad (1.22)$$

где $\theta = \frac{\tau}{E_{\text{шп}}}$ – основательная упругая деформация;

$h_{\text{шп}}$ – высота шпалы, м;

τ – напряжение в шпале за фронтом проходящей волны, Па.

В настоящее время ведутся исследования по определению динамического воздействия сочетаний отступлений плана и профиля на плавность движения поездов, на появление новых неисправностей, а также по установлению характеристик взаимодействия рельсошпальной решетки с подшпальным основанием.

Существенное влияние на пространственное положение рельсошпальной решетки пути оказывает состояние балластного слоя и земляного полотна. Если при этом учесть, что в результате износа рельсошпальной решетки путь не претерпевает больших изменений в пространстве то можно считать, что основной причиной больших расстройств является изменение несущей способности подшпального основания.

Остановимся более подробно на учете воздействия пути. Значительная часть железнодорожного пути характеризуется наличием стыков, повторяющихся через определенное расстояние – 25 м (длина звеньев пути). Как следствие, природа большинства возмущений имеют периодический характер.

Согласно правилам расчета пути на прочность состояния подрельсового основания характеризует модулем упругости U [33]. Так как подрельсовое основание можно представить многослойным (прокладка, шпала, балластный слой, земляное полотно), то жесткость основания зависит от жесткости каждого слоя. Наиболее изменчивая упругость (неравноупругость) в общем многослойном основании свойственно балластному слою, поэтому его неравномерная по длине упругость определяет упругость подрельсового основания и всего пути [34]. Неравноупругость является следствием

неравномерного уплотнения зернистого балластного слоя в процессе как ремонта пути, так и воздействие на путь ПС [35].

По вопросу о происхождении остаточной деформации балластного слоя и земляного полотна проведено много исследований и выдвинуто большое число гипотез [36].

При исследовании земляного полотна было обнаружено очень важное явление, заключающееся в том, что с ростом частоты и скорости приложения нагрузки на основание увеличиваются его деформации. Наряду с этим при нагрузках, превышающих предел упругости грунта наибольшие его деформации, происходят при меньших скоростях движения поездов.

По вопросу колебаний пути в результате воздействия подвижной нагрузки и распространения упругих волн в подрельсовом основании проведены важные исследования [37].

Особое внимание в ней уделено влиянию колебаний в элементах пути накопления остаточных деформации. Эти колебания связываются с резонансными колебаниями необрессоренной массы ПС и массы самого пути.

Экспериментально доказано, это в элементах железнодорожного пути при взаимодействии его с подвижным составом отмечается спектр колебаний с широким интервалом частот.

Рост скоростей движения поездов приводит к увеличению амплитуд колебаний грунта и практически не влияет на их частоту и что в грунте насыпи, вблизи рельсошпальной решетки, наблюдаются более высокие частоты.

Вертикальные нормальные напряжения, возникающие в земляном полотне, уменьшаются по глубине, начиная от уровня основной площадки по экспоненциальному закону. При этом показано, что чем быстрее перемещается нагрузка через данное сечение пути, тем на меньшую глубину проникает ее влияние. По указанному же закону уменьшается величина амплитуды колебаний грунта по глубине насыпи, что еще раз указывает на то, что в земляном полотне распространяется упругие волны напряжения [38-40].

Исходя из этого можно указать следующие основные принципы работы железнодорожного пути под воздействием ПС:

- изменение геометрии рельсовой колеи являются результатом неровных остаточных осадков подшпального основания;
- рассеивание напряжений в подшпальном основании подвижной нагрузки имеют волнообразную природу;
- при воздействии подвижной нагрузки на элементы пути возникают колебания более высокой частоты, чем значения колебаний самого пути и неподрессоренной части ПС;
- величина напряжений, возникающие от воздействия подвижной нагрузки уменьшается по экспоненциальному закону по мере увеличения глубины подшпального основания;
- уровень остаточных деформаций слоев основания зависит от начальной рыхлости подшпальной среды, величины сжимающей силы и физико-механических свойств среды, составляющей основание пути;

– при любых величинах нагрузок остаточные деформации подшпального основания происходят в условиях вибраций.

Указанные основные принципы работы пути под воздействием подвижной нагрузки должны учитываться при дальнейшей разработке методики расчета подшпального основания железнодорожного пути [41].

1.3 Экспериментальные исследования взаимодействия пути и подвижного состава

Вопросы взаимодействия пути и ПС является основой для изучения и улучшения тяговых свойств и динамических характеристик локомотива [18, с. 135].

Основное назначение испытаний локомотивов – экспериментальное определение эксплуатационных и конструктивных характеристик и свойств основных узлов и локомотива в целом, а также проверка соответствия полученных характеристик опытного образца заданным техническим условиям.

По результатам испытаний оценивают технический уровень и надежность опытных локомотивов, принимают решения о запуске серии локомотива в массовое производство или продолжении доводочных мероприятий, а также определяют условия рационального использования данной серии локомотивов на участках, имеющих различные профили пути.

Локомотив проходит ряд испытаний для проверки соответствия его характеристик предъявленным требованиям.

В РФ основу экспериментальной базы составляет уникальное экспериментальное кольцо ВНИИЖТ, состоящее из трех замкнутых кольцевых пути: внешний нулевого профиля протяженностью 6000 м и два внутренних длиной около 5700 м каждый радиусом от 390 м до 1205 м.

Экспериментальному кольцу ВНИИЖТ в сентябре 2022 года исполнилось 90 лет. Уникальный полигон почти за вековую историю стал ключевой отечественной базой для проведения специализированных исследований ПС и других технических средств [42].

Экспериментальный полигон объединяет реальные условия эксплуатации с лабораторной точностью исследований. Как отмечают в ВНИИЖТ, если ежегодный объём испытаний на кольце переложить в условия действующих линий, то их проведение займёт более семи лет.

В целом же за 90 лет на экспериментальном кольце было испытано свыше 100 опытных образцов и модификаций ПС, с которыми неразрывно связана история развития железнодорожного транспорта.

Экспериментальное кольцо ВНИИЖТ по-прежнему остаётся ключевым плацдармом для реализации актуальных проектов, открывающих новые горизонты в развитии железнодорожной отрасли в РФ. С учетом того, что основным поставщиком железнодорожного транспорта для РК все же остается РФ, то данный полигон вносит свой значимый вклад и для развития транспортного потенциала Казахстана.

Натурные испытания ПС проводятся с целью оценки его динамических качеств и работоспособности систем и узлов, разработки предложений по повышению надежности [43].

Цикл натуральных испытаний состоит из следующих основных этапов:

- оборудования локомотива измерительными приборами;
- регистрация измеряемых величин;
- обработка полученных данных;
- анализ результатов испытаний, оценка динамических качеств локомотива и составление рекомендации по результатам натуральных испытаний.

В 2001 году по объявленному тендеру АО «НК «КТЖ» на приобретение пассажирских электровозов класса SBB выиграл электровозостроительный завод из КНР Чжу-Чжоуский локомотивостроительный завод «CSR Zhuzhou Electric Locomotive Ltd».

Первый локомотив KZ4A был выпущен с конвейера в марте 2004 года, в июле испытания были завершены и началась эксплуатация электровозов. Эти электровозы используются в тяге испанских высокоскоростных поездов «Тальго» 200 между Астаной и Алматы.

В таблице 1.2 приведены технические параметры локомотива KZ4A.

Таблица 1.2 – Технические параметры локомотива KZ4A

Технические параметры	Значения технических параметров
1	2
Завод	Чжучжоуский локомотивостроительный завод
Годы постройки	Август 2004 – 2016
Всего построено	27, в том числе: KZ4A – 5, KZ4AC – 22
Род службы	пассажирский
Род тока и напряжение в контактной сети	переменный, 25 кВ, 50 Гц
Осевая формула	(2o-2o)
Полный служебный вес	85,5 т
Нагрузка от движущих осей на рельсы	21,4 тс
Длина локомотива	20 030 мм
Ширина	3100 мм
Максимальная высота	4 640 мм (при опущенном токоприёмнике)
Диаметр колёс	1 250 мм, безбандажные
Наименьший радиус проходимых кривых	125 м
Ширина колеи	1520 мм
Система регулирования	Тиристорно-импульсная (тяговый преобразователь на IGBT транзисторах)
Подвешивание ТЭД	Опорно-рамное
Часовая мощность ТЭД	4 800 кВт
Сила тяги часового режима	26,9 тс, (264 кН)
Скорость часового режима	84 км/ч
Длительная мощность ТЭД	4 680 кВт
Сила тяги длительного режима	не менее 21 тс, (206 кН)
Скорость длительного режима	84 км/ч

Продолжение таблицы 1.2

1	2
Конструкционная скорость	200 км/ч
Электрическое торможение	рекуперативное (4000 кВт)
Передаточное число	$\mu=3,91$ (тяговый редуктор 90/23)
Расчетная сила тяга	206 000 Н
Сила при трогании с места	264 000 Н
Расчетная масса	82 т
Нагрузка на ось	20,5 т/ось
Число тормозных осей	4
Сила нажатия колодок на ось	21,5 тс

В июле 2004 г. были проведены заводские и сертификационные испытания пассажирских электровозов КЗ4А. В испытаниях принимали участия специалисты Пекинской академии железных дорог Китая. Чжу-Чжоуского электровозостроительного завода и электротехнического института, специалисты Научно-исследовательского центра Технического департамента АО «Локомотив».

Испытания проводились на участке «Алматы-Астана». Испытания при скорости свыше 120 км/ч проводились на перегоне «Киик-Мойынты».

Программу испытаний разработала Пекинская академия железных дорог Китая в соответствии с требованиями ТУ, ГОСТ, ИЕС и требованиями по сертификации СФЖ4 РФ:

- динамические, для определения допустимых скоростей движения и воздействия электровоза на путь;
- тяговые;
- тормозные в режиме рекуперации;
- тормозные по работе пневматических тормозов;
- токосъем и работа токоприемников;
- работа электровозов в условиях повышенного и пониженного напряжений в контактной сети;
- защиты от сверхдопустимого нагрева тяговых двигателей и оборудования;
- определение электромагнитной совместимости с устройствами автоматическая локомотивная сигнализация непрерывного действия;
- определение радиопомех;
- величины шума внутри кабины и внешнего шума при проходе электровоза;
- вибрация в кресле машиниста;
- проход по линии малой кривизны;
- определение собственного сопротивления движению электровоза.
- ведение ПС из испанских вагонов «Тальго».

В таблице 1.3 указаны наименование, типы приборов и инструментов для испытаний. При испытании динамических свойств локомотива, система для испытаний состояла из датчиков, находящихся на локомотиве, приборов испытания, системы отбора и обработки данных (компьютеров), находящихся в кабине машиниста.

Таблица 1.3 – Установка для испытаний

Наименование приборов и инструментов для испытаний	Количество	Типы приборов и инструментов испытания	Точность испытания
Скат измерения силы	2		3%
Датчик виброускорений	8	Серия PCB	1,5%
Датчик перемещения	6	WY3	2%
Коллектор	4	SR20M	
Система измерения динамического сигнала	1	DDSP	0,8%
Тензорезистор	24	BH120-4AA	Класс высокой точности

Испытания проводились на прямом участке, кривых участках и стрелочных переводах. Испытание на прямом участке проводились по четному пути со станции Киик до станции Мойынты с максимальной испытательной скоростью 180 км/ч, испытание на кривых участках проводились по четному пути от станции Шокпар до станции Ала-Айгыр, максимальная испытательная скорость составила 60 км/ч, испытания на стрелочном переводе производились по четному направлению на станции Киик, испытательная скорость составляла 40 км/ч. В таблицах 1.4 и 1.5 приведены результаты испытаний на прямом и кривых участках пути.

Таблица 1.4 – Результаты испытаний на прямом участке пути

Параметры	Допустимые показатели	Максимальные величины
Коэффициент схода колеса с рельсов Q/P	$\leq 0,8$	0,7
Коэффициент разгрузки колеса на рельсы $\Delta P/P$	$\leq 0,5$	0,44
Рамная сила Y_r , кН	$\leq 80,4$	60,5
Динамический коэффициент первой ступени $K_{д1}$	$\leq 0,35$	0,34
Динамический коэффициент второй ступени $K_{д2}$	$\leq 0,20$	0,17
Вертикальный показатель устойчивости W1	$\leq 3,75$	2,94
Поперечный показатель устойчивости W2	$< 3,75$	2,64

Таблица 1.5 – Результаты испытаний в кривых участках рельсового пути

Параметры	Допустимые показатели	Максимальные величины
Коэффициент схода колеса с рельсов Q/P	$\leq 1,4$	0,86
Коэффициент разгрузки колеса на рельсы $\Delta P/P$	$\leq 0,65$	0,47
Рамная сила Y_r , кН	$\leq 80,4$	73,3
Динамический коэффициент первой ступени $K_{д1}$	$\leq 0,35$	0,18
Вертикальный показатель устойчивости W1	$\leq 3,75$	3,65
Поперечный показатель устойчивости W2	$< 3,75$	3,13

Результаты испытаний показали соответствие тестируемых параметров требованиям ТУ и стандартов.

Целью динамических испытаний электровозов является определение безопасности и устойчивости движения локомотива по железным дорогам Казахстана.

Натурные испытания локомотива проводятся с целью оценки его динамических качеств и работоспособности систем и узлов, разработки предложений по повышению надежности.

Динамические процессы, сопровождающие движение локомотива по рельсовому пути и определяющие характер силового воздействия на экипажную часть, сложны, так как локомотив представляет собой нелинейную колебательную систему со многими степенями свободы, находящуюся под воздействием значительного числа возмущающих факторов случайного характера, которые не могут быть изучены одними лишь теоретическими методами.

Экспериментальные исследования динамических качеств локомотива выполняются на действующих магистральных путях.

Комплексным динамическим испытаниям был подвергнут электровоз, оборудованный пневмоподвешиванием, который по результатам обмера ходовых частей, комиссионного осмотра полностью соответствовал требованиям ПТЭ и техническим условиям его нормального содержания.

При разработке конструкции опытной системы подвешивания учитывались факторы, обеспечивающие безопасность движения электровоза с пневмоподвешиванием, возможность использования серийных тележек с минимальным количеством конструкционных изделий экипажной части.

Сформированный поезд состоял из опытного электровоза, динамометрического вагона и серийного электровоза, используемого для поездов челночным способом [44].

Цикл натурных испытаний состоял из следующих основных этапов:

- оборудование локомотива измерительными приборами;
- регистрация измеряемых величин;
- обработка полученных данных;
- анализ результатов испытаний, оценка динамических качеств локомотива и составление рекомендаций по результатам натурных испытаний.

Программой исследований предусматривалось:

- проверить работоспособность опытной системы пневмоподвешивания;
- определить фактические значения горизонтальных ускорений и амплитуд относительных перемещений подрессоренных частей, зависимость этих величин от скорости движения.

Опытная система горизонтального подрессоривания установлена на базе электровоза ВЛ-60 с применением резинокордных пневматических элементов. Различия в конструктивных особенностях и динамических качествах пневматических элементов требуют выбора соответствующего типа для каждого конкретного случая.

В данном случае в качестве объекта исследования выбран пневмоэлемент типа 650-220-110 НИ-14 [45].

Это обусловлено использованием их в качестве упругой и демпфирующей связи между кузовом и тележками электровоза ВЛ-60 в горизонтальной плоскости.

Такой выбор обусловлен тем, что пневматические элементы подушечного типа по сравнению с баллонными и диафрагменными при той же грузоподъемности обладают существенными преимуществами: имеют значительно меньшие габариты в поперечном сечении, легче монтируются, способны воспринимать боковые усилия. Важную роль при этом играет удобство размещения такого элемента между кузовом и тележками электровоза. В качестве объекта исследования принят электровоз ВЛ-60, который имеет беспокойный ход в горизонтальной плоскости при движении в прямых участках с $V > 60$ км/ч. Такое явление связано с тем, что в конструкции опор локомотива нет средств для снижения колебаний виляния и отбоя. Кроме того, при отклонении тележек момент, препятствующий их повороту, снижается.

Пневматический элемент состоит из РКО, представляющей собой замкнутую полость с вентилем для подачи в нее сжатого воздуха. Сверху и снизу привулканизовывается металлическая профильная арматура.

Техническая характеристика пневмоэлемента:

- рабочая высота – 110 мм;
- грузоподъемность – 1750 кгс;
- избыточное давление – 3 кгс/см²;
- статическая жесткость – 49,7 кГ/мм;
- объем оболочки – 9 л;
- частота колебаний – 2,66 Гц.

Выбор рациональных параметров опытной системы пневмоподвешивания для внедрения в соответствующую конструкцию локомотива с гибкими поперечными связями между кузовом и тележками осуществлялся на стенде [46].

Основным критерием при этом является величина момента сил, необходимая для эффективного снижения колебаний виляния локомотива, которая должна составлять не менее 5500 кгц·м для $V = 100$ км/ч.

Другим фиксированным показателем служит высота оболочки в рабочем состоянии ($H = 110$ мм), обусловленная габаритными размерами экипажа электровоза.

Использование пневматических элементов подушечного типа является весьма эффективным, а порой и единственно возможным вариантом. Имея относительно небольшие габариты, они обладают значительной грузоподъемностью и хорошо вписывается в конструкцию данного локомотива [47].

Система пневматического подвешивания электровоза включает упругие РКУЭ подушечного типа с привулканизированной к ним арматурой крепления, дополнительные объемы, соединительные трубопроводы, запорные клапаны.

С каждой стороны тележки напротив возвращающих устройств было размещено по два пневмоэлемента, которые препятствуют колебаниям виляния и отбоя.

Во фланце, расположенном на раме тележки, имеется гнездо для штуцера, в котором может быть установлен заправочный клапан в случае отсутствия дополнительных резервуаров. Наружная часть штуцера предусматривает соединение его с трубопроводами пневмосистемы.

Пневмоэлементы каждой стороны тележки локомотива соединены трубопроводами с дополнительным объемом, величина которого, давление в нем и диаметр дроссельного отверстия были выбраны по результатам стендовых испытаний и теоретических расчетов.

Дополнительные емкости ($V_g=55$ л) по своим размерам не могли быть размещены на тележке локомотива, поэтому они были подвешены к кузову.

Перед постановкой на электровоз резервуары прошли гидравлические испытания в соответствии с требованиями по содержанию сосудов, работающих под давлением. Через заправочные клапаны, вставленные в днища дополнительных объемов, производится наполнение системы сжатым воздухом или его выпуск.

Демпфирование колебаний виляния и отбоя локомотива осуществляется за счет рассеяния энергии при перетекании воздуха из пневмоэлемента в дополнительный объем через дроссель, что положительно сказалось на динамике локомотива. Соединение пневмоэлементов каждой стороны тележки позволило обеспечить продольную балансировку системы пневмоподвешивания и улучшить вписывание локомотива при движении по кривым участкам пути.

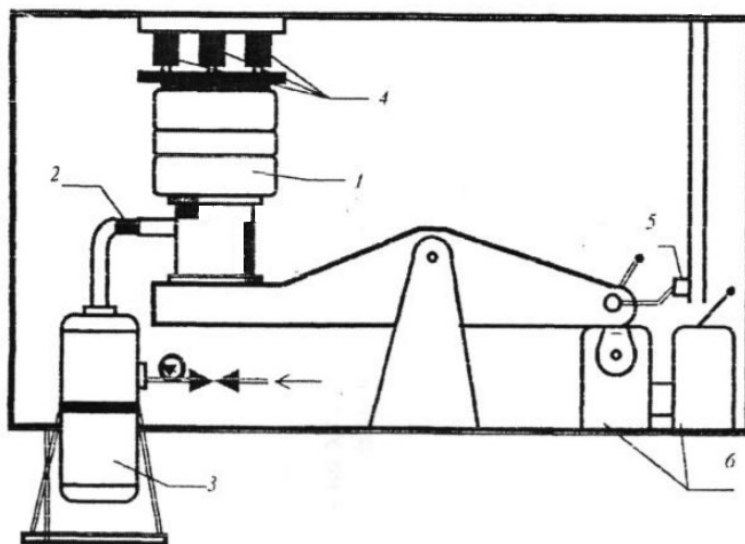
Проведенные эксперименты показали, что динамические характеристики подвешивания можно формировать не только величиной дополнительного объема, размерами дросселя, давлением воздуха, но и конструктивными параметрами самой оболочки.

1.4 Стендовые испытания пневматических элементов подвижного состава

Физическое моделирование колебательных процессов является одним из основных методов изучения динамических качеств ПС при его создании и совершенствовании.

Для статических и динамических испытаний пневморессор на вертикальные и горизонтальные нагрузки использован стенд. Он предназначен для снятия характеристик пневморессор при различных режимах их работы [48, 49].

Выбор рациональных параметров опытной системы пневмоподвешивания для внедрения в соответствующую конструкцию локомотива с гибкими поперечными связями между кузовом и тележками происходит на стенде, разработанном в ОАО Научно-исследовательском институте вагоностроения (НИИВ), который представлен на рисунке 1.4.



1 – рессора; 2 – дроссель; 3 – дополнительный объем; 4 – датчики; 5 – прогибомер; 6 – передача, обеспечивающая ступенчатое регулирование частоты возмущения

Рисунок 1.4 – Стенд для определения параметров пневмосистемы

При организации испытаний пневмоэлемента преследуются в основном две цели: с одной стороны, получить представительный объем экспериментальной информации о зависимости динамических свойств пневматической рессоры от параметров возмущения, что потребовало варьирования на стенде в достаточно широкой области скорости деформации пневмоэлемента, а другой – получить достаточную информацию, необходимую для обобщения зависимости динамических свойств пневморессоры от её конструктивных параметров.

Для достижения первой цели пневматическая рессора испытывалась при различных сочетаниях величины дополнительного объема и размеров дросселя.

Принятый метод позволяет определять демпфирующую способность пневморессор при вынужденных колебаниях с различными частотами и амплитудами.

Оценка демпфирующих свойств упругого подвешивания производится по величине коэффициента демпфирования.

При вынужденных колебаниях коэффициент демпфирования пневморессор может быть определен по осциллограммам процесса, снимаемым с экрана электроннолучевого индикатора, во время проведения динамических испытаний пневморессор.

Площадь петли гистерезиса представляет собой энергию, рассеиваемую за один цикл колебаний вследствие действия сил неупругого сопротивления.

Между величиной рассеиваемой за цикл энергии и параметрами колебательного процесса существует зависимость:

$$\Psi = \pi k \omega A^2, \quad (2.1)$$

где k – коэффициент неупругого сопротивления;

ω – частота вынужденных колебаний;

A – амплитуда колебаний.

Зная величину Ψ , A и ω (ω определяется по осциллограмме прогибов пневморессоры, записываемой осциллографом Н700 одновременно со снятием динамических характеристик), можно определить коэффициент неупругого сопротивления:

$$k = \frac{\Psi}{\pi \omega A^2}. \quad (2.2)$$

Определив значение k , можно найти величину коэффициента демпфирования по известной зависимости:

$$D = \frac{k}{k_{кр}}, \quad (2.3)$$

где $k_{кр}$ – критический коэффициент неупругого сопротивления, вычисляемый по формуле:

$$k_{кр} = \sqrt{2 C_{дин} \frac{Q_{ресс}}{g}}, \quad (2.4)$$

где $C_{дин}$ – номинальная динамическая жесткость пневморессоры, определяемая по осциллограмме процесса;

$Q_{ресс}$ – номинальная нагрузка на пневморессору в положении статического равновесия;

g – ускорение свободного падения.

Динамическая жесткость, связанная с быстрым изменением прогиба, увеличивается с уменьшением дроссельного отверстия, соединяющего баллон с резервуаром, и с уменьшением объема дополнительного резервуара.

Пневматическое подвешивание обладает хорошей демпфирующей способностью и не требует дополнительных амортизаторов. Регулирование демпфирующей способности достигается изменением дроссельного отверстия, соединяющего дополнительный резервуар с пневмоэлементом.

Для аналитического представления, с целью использования в последующих теоретических исследованиях, динамические характеристики усреднялись по величинам сил нагружения и разгруза пневмоэлемента. В качестве аппроксимирующей функции выбран полином третьего порядка. Коэффициенты полинома определялись методом наименьших квадратов. Рассеивание энергии колебаний за счет дросселирования учитываем введением диссипативных сил F пропорциональных скорости прогиба пневмоэлемента Δ :

$$F = \beta \cdot \Delta. \quad (2.5)$$

Значение коэффициента вязкого трения β определено по площади петель гистерезиса, полученных в результате стендовых испытаний.

Опытная система подрессоривания кузова предусматривает продольную балансировку пневмоэлементов по каждой стороне тележки путем соединения с общим резервуаром. При этом для низкочастотного диапазона колебаний внутреннее давление в каждый момент времени одинаково во всей системе. Нагрузочная характеристика пневмоэлемента определяется эффективной площадью $F_{эфф}$ и величиной давления P в полости оболочки по закону:

$$Q = (P - P_a)F_{эфф}, \quad (2.6)$$

где P_a – атмосферное давление.

При политропическом процессе величина P определяется зависимостью:

$$P = P_o \left(\frac{V_g + V_o}{V_g + V_o + \Delta V} \right)^n, \quad (2.7)$$

где P_o – статическое давление в пневмоэлементе:

V_o – объем оболочки в статическом положении;

V_g – объем дополнительного резервуара;

ΔV – изменение величины объема оболочки;

n – показатель политропы.

Для системы, состоящей из двух сбалансированных пневмоэлементов с общим дополнительным резервуаром внутреннее текущее давление, определится следующим образом:

$$P = P_o \left(\frac{V_g + 2V_o}{V_g + 2V_o + \Delta V_1} \right)^n. \quad (2.8)$$

где ΔV_1 – изменение объема во всей системе.

При больших значениях объема дополнительного резервуара силовая характеристика как отдельного пневмоэлемента, так и объединенных в группу, определяется в основном величинами статического давления и эффективной площади. Причем эффективная площадь зависит только от величины прогиба. Следовательно, для одинаковых величин отбоя и сжатия, пневмоэлементы сбалансированной системы имеют различную «грузоподъемность».

Таким образом, в случае чистого поворота тележки, оборудованной опытной пневмосистемой, разность сил, определяющая возвращающий момент, будет практически одинаковой как в случае балансировки, так и без нее. Это подтверждает правомерность выбранных значений величины дополнительного резервуара и начального внутреннего давления для предлагаемой сбалансированной пневмосистемы.

Величина диаметра дроссельного отверстия определялась из условия:

$$\frac{\beta}{\beta_{кр}} = 0,2 \div 0,3. \quad (2.9)$$

Значение β получено из осциллограмм петель гистерезиса для выбранных параметров P_0 и V_g , а β_{KP} по формуле (2.10):

$$\beta_{KP} = 2 \sqrt{C_{\text{дин}} \frac{Q_{cm}}{g}}, \quad (2.10)$$

где $C_{\text{дин}}$ – динамическая жесткость пневмоэлемента;

Q_{cm} – статическая нагрузка на пневмоэлемент;

g – ускорение свободного падения.

В Казахстане, в настоящее время, нет своей экспериментальной базы для проведения эксплуатационных испытаний. Ранее проведенные испытания проходили с привлечением сторонних организаций.

Динамические процессы, сопровождающие движение локомотива по рельсовому пути и определяющие характер силового воздействия на экипажную часть, сложны, так как локомотив представляет собой нелинейную колебательную систему со многими степенями свободы, находящуюся под воздействием значительного числа возмущающих факторов случайного характера, которые не могут быть изучены одними лишь теоретическими методами.

Натурные испытания ПС проводились с целью оценки его динамических качеств и работоспособности систем и узлов, разработки предложений по повышению надежности.

Так, в связи с возникшей необходимостью организации скоростного пассажирского сообщения между Алматы и Астаной с помощью испанских вагонов «Тальго», еще до получения электровозов KZ-4A производства КНР в 2004 году, в 2000 году были определены динамико-прочностные характеристики вагонов в реальных условиях эксплуатации на участке со скоростями до 160 км/ч. Испытания проводили совместно две группы специалистов фирмы «Тальго» и ВНИИЖТ.

Опытный поезд был сформулирован из тепловоза ТЭП-70, 8, вагон лаборатории КТЖ №07172026 и пяти вагонов поезда «Тальго». Тепловоз и вагон-лаборатория КТЖ соответствовали требованиям инструкции для скоростей движения до 160 км/час.

Ходовые испытания проводились на участке «Алматы-Астана» согласно утвержденным программам, содержащим методику определения и оценки динамических качеств вагонов и уровня силового воздействия на путь вагонов при движении поезда по кривым различного радиуса с величинами непогашенных ускорений, достигающих 1 м/с^2 .

По поручению АО «НК «КТЖ» ВНИИЖТ проводил испытания поезда «Тальго» в условиях казахстанских железных дорог.

Помимо этого, в 2011 г испытательным центром технических средств железнодорожного транспорта Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института «Электровозостроение» были проведены

комплексные динамические и по воздействию на путь стрелочные переводы испытания тепловоза [50].

Объект испытания – магистральный грузовой тепловоз ТЭ-33А-0023 с асинхронными тяговыми двигателями. Тепловоз изготовлен Акционерным обществом «Локомотив Құрастыру Заводы» в г.Астана в 2010 году.

Испытания проводились с целью установления соответствия показателей тепловоза требованиям норм безопасности НБЖТЦТ 02-98 «Тепловозы. Нормы безопасности», по программе ДП-28ПС-2010 «Программа комплексных динамических и по воздействию на путь и стрелочные переводы испытаний тепловоза серии ТЭ-33А, утвержденный ИЦТСЖТ АО Всероссийского научно-исследовательского и проектно-конструкторского института электровозостроения (ВЭЛНИИ).

Испытания пневматических элементов, установленных в рессорном подвешивании локомотивов, проводились ранее на стенде НИИВ. Для организации эксперимента имелись регистрирующая и записывающая аппаратура.

Выводы по 1 разделу

В Казахстане на перспективу запланирован переход большинства участков на электрическую тягу. Ввод электровозов в эксплуатацию, в связи с их техническими характеристиками, позволит поднять скорость движения и увеличить весовые нормы грузовых поездов.

Установленные закономерности влияния параметров подрельсового основания железнодорожного пути на величину его остаточных деформаций при воздействии ПС позволяют учитывать их в проектировании механизмов и узлов подвижного состава железнодорожного транспорта.

Неровность и нелинейность пути в плане в значительной мере определяют величину сил взаимодействия колеса с рельсом. Следовательно, оказывают существенное влияние на горизонтальную динамику локомотива.

Произвести корректировку тяговых расчетов на участках в результате возможного перехода на электрическую тягу, внести корректировки удельных сил сопротивления, связанную с заменой верхнего строения пути и определения расхода энергии на тягу поездов.

Замена технических характеристик верхнего строения пути, а также возможный переход на электротягу позволит поднять участковую и техническую скорости движения, весовые нормы поездов, увеличить среднесуточный пробег локомотивов, а также скорость доставки пассажиров и грузов.

По результатам испытаний оценивают технический уровень и надежность опытных локомотивов и определяют условия рационального использования данной серии тепловозов.

Снятие технических характеристик пневматических упругих элементов (внутреннее давление, диаметр дроссельного отверстия, объем дополнительного резервуара) проводится на стенде Всероссийского научно-исследовательского института вагоностроения, расположенного на заводе в г. Мытищи.

К сожалению, подобной возможности Казахстан в настоящее время не имеет, тем не менее можно создать альтернативный вариант. Для этого в

находящемся на балансе АО «НК «ҚТЖ» динамометрический вагон можно оборудовать дополнительными датчиками и необходимыми приборами.

При проведении натурных испытаний с динамометрическим вагоном на действующих участках железных дорог снимались параметры, связанные с концентрацией вредных веществ, предельно допустимый уровень вибрации и шума и другие параметры, намеченные программой испытаний.

Несмотря на указанные трудности за последние годы учеными Казахстана проведены теоретические и экспериментальные исследования по определению закономерностей расстройств рельсовой колеи при воздействиях железнодорожного транспорта и наоборот.

В результате проведенного системного анализа установленных закономерностей влияния параметров подрельсового основания пути и разработанных математических моделей процессов колебаний тепловоза выявлены проблемные узлы и механизмы для совершенствования конструкции железнодорожного транспорта.

2 МОДЕРНИЗАЦИЯ УЗЛОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

2.1 Существующие системы рессорного подвешивания

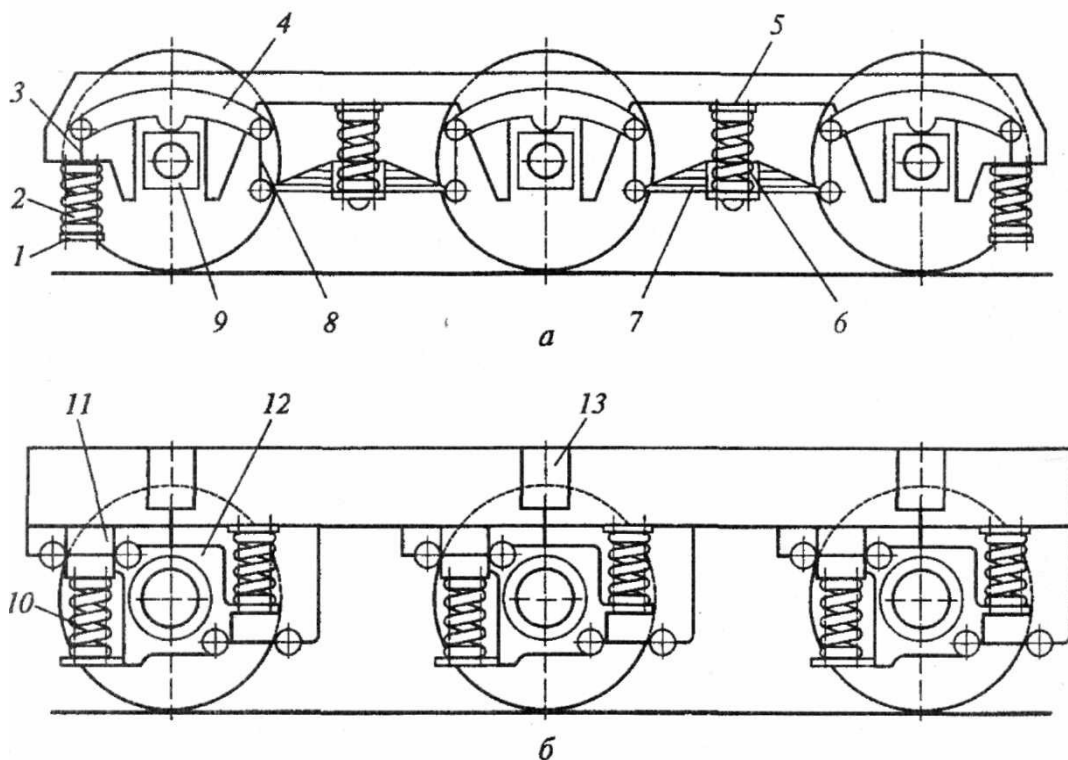
Современная тенденция к значительному повышению скоростей движения на железных дорогах Казахстана требует, прежде всего, улучшения ходовых свойств и динамических характеристик локомотивов. Максимальная скорость движения определяется взаимодействием пути и ПС, устойчивостью ПС к опрокидыванию, к сходу с рельсов вследствие накатывания на них гребней колес, а также ускорением кузова локомотива в целях обеспечения необходимого комфорта для локомотивных бригад [51].

Тележки являются ходовой частью локомотива, непосредственно взаимодействующей с рельсовым путем. Конструкция тележек в значительной степени определяет передачу и реализацию силы тяги, плавность хода и взаимодействие экипажной части и пути, безопасность движения и динамические характеристики локомотива. Они воспринимают подрессорные массы локомотива, тяговые и тормозные силы, а также горизонтальные поперечные усилия при движении в прямых и кривых участках пути. Взаимодействуя через колесные пары с рельсами, тележки передают кузову динамические нагрузки, вызываемые неровностями пути. В свою очередь кузов локомотива передает эти силы через тележки на путь. Поэтому от конструкции тележек во многом зависят плавность хода и другие динамические качества локомотива [52, 53].

Для смягчения ударов и уменьшения амплитуды колебаний на локомотиве при прохождении по неровностям пути между тележкой локомотива и колесной парой размещают систему упругих элементов и гасителей колебаний, называемую рессорным подвешиванием. В качестве упругих элементов, как правило, применяют винтовые пружины, листовые рессоры, резинометаллические элементы и пневматические рессоры.

Ходовые качества ПС в большей степени определяются системой рессорного подвешивания экипажной части. Конструкция рессорного подвешивания оказывает большое влияние на динамическую составляющую нагрузки от колесной пары на рельсы и, следовательно, на напряжение в рельсах. Оно предназначено для равномерного распределения нагрузки между колесными парами, смягчения ударов, передаваемых на надрессорное строение при прохождении неровностей пути. Особенно велика роль рессорного подвешивания в смягчении ударов при прохождении стыков и из-за дефектов колес и пути. С системой рессорного подвешивания тесно связаны напряжения в рельсах от вертикального давления колес, которое складывается из статической осевой нагрузки и накладываемых на него динамических колебаний этой нагрузки при движении. Чем жестче подрессоривание осей, тем больше становятся динамические колебания давления колес на рельсы.

На рисунке 2.1 показано, что по способу передачи нагрузки на колесные пары рессорное подвешивание бывает индивидуальным или сбалансированным.



а – сбалансированного; б – индивидуального; 1, 5 – тарелка; 2 – пружина; 3 – подвеска; 4 – балансир; 6 – предохранительная скоба; 7 – листовая рессора; 8 – серьга; 9 – букса; 10 – подвеска; 11 – поводок буксы; 12 – поводковая букса; 13 – фрикционный гаситель колебаний

Рисунок 2.1 – Тележки локомотива

2.1.1 Конструктивные особенности локомотивных тележек

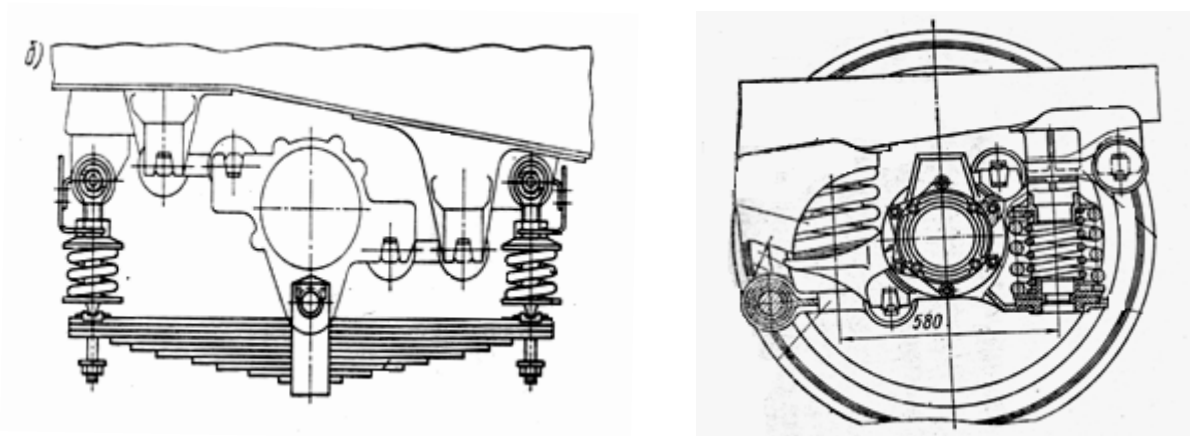
Кузов локомотива опирается на оси колесных пар через буксы. Букса содержит подшипники качения и по своей конструкции может быть, как челюстной, когда она свободно вставлена в специальный вырез в раме тележки, так и бесчелюстной, когда связь между тележкой и буксой обеспечивают специальные поводки с шарнирами.

Вместо сбалансированного рессорного подвешивания на современных тележках применено индивидуальное для каждой оси подвешивания, состоящее из одних винтовых пружин. Такая система подвешивания максимально упростила конструкцию тележки и уменьшила эксплуатационные расходы на ее обслуживание и ремонт, так как в ней исключены все шарнирные соединения. В винтовых пружинах отсутствует внутреннее трение. Поэтому для избегания резонансных явлений в тележках применены фрикционные гасители колебаний сухого трения, которые способны одновременно гасить все три вида колебаний: подпрыгивание, галопирование и поперечную качку.

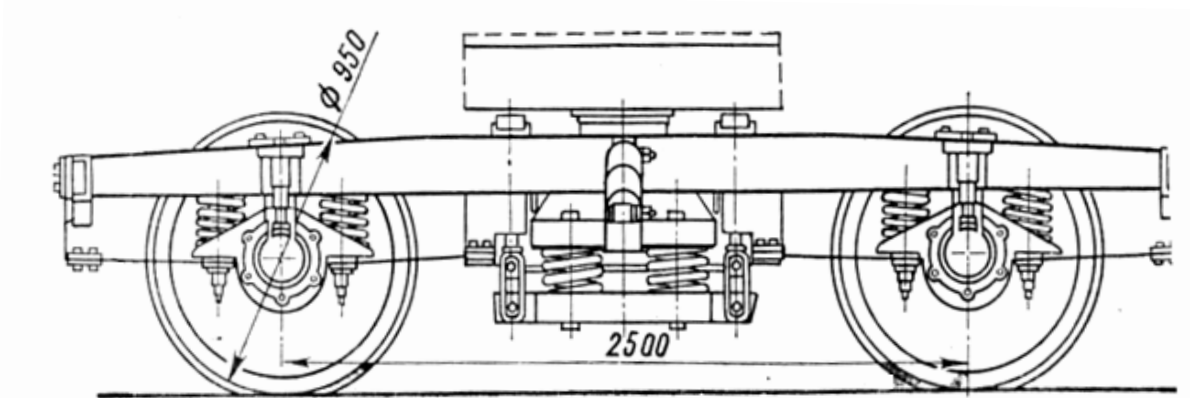
На рисунке 2.2 представлены конструкции поводков в буксовой ступени подвешивания и бесчелюстная тележка.

При размещении упругих элементов только между буксами и рамой тележки подвешивание называется одноступенчатым. Если же, помимо буксовой

ступени, упругие элементы имеются между рамами кузова и тележек, подвешивание является двухступенчатым.



а



б

а – конструкции поводков в буксовой ступени; б – бездельная тележка

Рисунок 2.2 – Конструкция поводков

Основными параметрами рессорного подвешивания являются жесткость и определяемый ею статический прогиб. Чем меньше жесткость и выше статический прогиб, тем меньше частота собственных вертикальных колебаний надрессорного строения.

Общий статический прогиб для пассажирских локомотивов в зависимости от скорости движения должен быть $160 \div 200$ мм, для грузовых ≈ 140 мм.

Статический прогиб должен быть численно равен по значению конструкционной скорости, а частота свободных колебаний надрессорного строения исходя из обеспечения нормальных условий для локомотивной бригады – $1,8 \div 2,2$ Гц. Для оценки эффективности рессорного подвешивания локомотива достаточно заметить, что они снимают ускорение и частоту колебаний подрессоренных масс по сравнению с неподрессоренными в $10 \div 15$ раз.

Двухступенчатое рессорное подвешивание позволяет получить большой статический прогиб при удобном размещении упругих элементов и возвращающих устройств.

В условиях эксплуатации ПС движется по реальному пути, который имеет неровности. Железнодорожный путь следует рассматривать как составную и неотъемлемую часть общей динамической системы «экипаж-путь».

Уровень взаимодействия во многом зависит не только от характеристик ПС, но и от упруго-диссипативных параметров пути. Неровности пути в значительной мере определяют величину сил взаимодействия колеса с рельсом и, следовательно, оказывают существенное влияние на динамику ПС.

Низкие динамические свойства экипажной части ПС являются одной из причин недостаточного уровня безопасности движения поездов и высоких эксплуатационных расходов, обусловленных увеличением затрат на ремонт ПС и пути, а также повышенным энергопотреблением на тягу поездов. Недостатки традиционного рессорного подвешивания железнодорожных экипажей, основанного на применении линейных упругих элементов в комбинации с фрикционными или гидравлическими гасителями колебаний, стали особенно очевидны в последнее время, когда вследствие значительного износа ПС и рельсов железные дороги начали нести значительные издержки, обусловленные многочисленными ограничениями скорости, сходами вагонов с рельсов и другими более тяжелыми последствиями.

Особенно это относится к унифицированным системам обрессоривания буксовой ступени подвешивания, которыми оснащены магистральные электровозы ВЛ-10, ВЛ-80 и ВЛ-85. Ужесточение характеристик пути, в первую очередь модуля упругости рельсового основания при применении рельсов тяжелых типов, железобетонных шпал на щебеночном основании, рост сцепного веса локомотива и другие факторы ведут к увеличению уровня сил динамического взаимодействия локомотива и пути. Кроме того, из-за большого коэффициента относительного трения листовая рессора при малых амплитудах возмущающего воздействия заблокирована силами сухого трения, вследствие чего динамические нагрузки, действующие на тяговый привод, раму тележки и рельсы, резко возрастают, что влечет за собой накопление различных дефектов в экипажах и верхнем строении пути [54].

Взаимодействие колеса и рельса является физической основой движения поездов по рельсовому пути. Повышенные требования к динамическим качествам рельсовых экипажей ставят задачу создания новых типов тележек, удовлетворяющих условиям высокоскоростного движения.

Использование существующих тележек для скоростных экипажей возможно только в том случае, если между кузовом и тележками будут включены дополнительные демпферы.

В рессорном подвешивании железнодорожных экипажей наибольшее распространение получили металлические листовые рессоры и пружины. Они обладают достаточной надежностью и технологичностью изготовления. Однако, с повышением скоростей движения для сохранения удовлетворительных ходовых качеств экипажа требуется уменьшение их жесткости.

2.1.2 Тележки подвижного состава, оборудованные пневматическими рессорами

Опыт использования различных материалов в качестве упругих связей позволяет критически оценить существующие конструкции и наметить пути их усовершенствования, а современные методы расчетов – выбрать оптимальные параметры рессорного подвешивания. Одним из перспективных вариантов рессорного подвешивания железнодорожных экипажей является пневмоподвешивание.

Конструкция тележек для локомотивов на пневморессорах претерпевает изменения. В зависимости от конструкции центрального подвешивания тележки делятся на четыре группы.

В тележках первой группы пневматические рессоры размещены на подрессоренных балках и работают во второй ступени. Поперечные усилия пневморессоры не воспринимают.

Стремление снизить интенсивность боковой качки и уменьшить крен кузова вагона привело к созданию такой конструкции люльки, которая позволила уменьшить расстояние от центра тяжести кузова до плоскости опор на пневмоэлементы. Это характерно для тележек второй группы. Пневморессоры вторичного подвешивания располагаются над рамой тележки. Расстояние между ними в поперечной плоскости сделано максимальным в целях повышения боковой устойчивости кузова.

Тележки третьей группы не имеют люльки. Пневматические рессоры расположены на боковинах рамы тележки. Отсутствие люльки предполагает восприятие рессорами поперечных усилий, поэтому для подвешивания тележек этой группы используются диафрагменные РКО.

Безлюлочные тележки с опорой кузова непосредственно на пневморессоры составляют четвертую группу. Конструкция этих тележек позволяет еще больше приблизить плоскость опоры к центру тяжести кузова и максимально раздвинуть рессоры поперечной плоскости вагона.

Представляет интерес объединение металлических рессор и пневматических элементов в одну систему подвешивания. Впервые тележки со смешанным подвешиванием были созданы фирмой Alston для вагона на пневматических шинах во Франции. Пневморессора работают параллельно с пружинами боковых опор.

В 1966 году в Швеции был введен в эксплуатацию состав, оборудованный смешанным подвешиванием. Пневморессоры установлены в раме кузова. При отсутствии воздуха кузов опускается на металлические пружины.

Системы смешанного подвешивания распространены в США. Тележки типа Pioneer оборудованы тороидальными рессорами Firestone типа 28, воспринимающими вертикальные и поперечные перемещения, обеспечивая устойчивое движение.

Швейцарской фирмой SIG и отделением Vooghsystem фирмы LTV Aerospace (США) разработана новая тележка для электрических моторных вагонов «Метролайн». В центральной ступени установлены две пневморессоры

Sum Iríde, что позволило снизить частоту собственных колебаний как тележки (в 2 раза), так и кузова. Аналитически и экспериментально было выявлено, что снижение частоты собственных колебаний кузова приводит к значительному повышению плавности хода. Испытания показали, что преобладающее влияние на плавность хода оказывают проход по стрелочным переводам и синусоидальная входная функция от смещения рельсовых стыков.

В Бельгии создана тележка, имеющая вторичное подвешивание с четырьмя пневморессорами Contíntento типа 643N, установленными в вырезах продольных балок.

В Англии переоборудованы серийные тележки. Пружины вторичного подвешивания заменены диафрагменными пневмоэлементами типа Firestone AR113. После испытаний, давших положительные результаты, были созданы тележки, на которых установлены четыре тороидальные рессоры Firestone Airíde. Тележки эксплуатировались на протяжении пяти лет и хорошо зарекомендовали себя в работе.

В Германии разработана интересная конструкция тележек трехвагонного дизель – поезда VT/VM 24.6. Кроме известных функций, пневматические рессоры обеспечивают наклон кузова при входе в кривые. Другой особенностью конструкции является установка пневморессор с уклоном 1/10 для обеспечения поперечного возврата кузова.

Трехвагонный дизельпоезд типа УТ 624/924 в центральной ступени имеет пневматическое подвешивание. Система клапанов позволяет регулировать наклон кузова, что дает возможность снизить уровень нескомпенсированного бокового ускорения, а значит, увеличить скорость движения в кривой. Но при этом возникают вопросы, связанные с неравномерностью загрузки внутреннего и наружного рельсов и соблюдением габарита приближенных строений.

Первый этап развития пневмоподвешивания в Японии характеризовался использованием тороидальных рессор с тремя баллонами. Рессоры устанавливались в центральной ступени.

На втором этапе стремились облегчить изготовление пневмоподвешивания и снизить его стоимость. Было установлено, что тороидальные рессоры не могут работать в поперечном направлении.

Диафрагменная рессора типа Sumiríde способна воспринимать вертикальные и горизонтальные нагрузки.

Тележки новой линии Токайдо оснащены именно такими рессорами. Это ознаменовало собой начало третьего этапа. Тележки указанного типа в первой ступени имеют цилиндрические пружины. Во второй ступени установлены рессоры Sumiríde с корпусом из легкого сплава. Рессоры размещены на раме кузова.

Тележка ДТ-10 относится к четвертой группе, она изготовлена для скоростных вагонов и считается лучшей мире. В центральном подвешивании используются диафрагменные пневмоэлементы Sumiríde. Питание системы осуществляется от напорной магистрали.

Приоритет в использовании пневмоподвешивания на грузовых вагонах принадлежит Англии. Подвешивание одноступенчатое, с использованием

двухбаллонных тороидальных рессор типа 29. Демпфирование вертикальных и горизонтальных колебаний выполняется гидравлическими амортизаторами.

Пневматическое подвешивание применяется и на локомотивах. В Японии пневморессорами оснащены электровозы серии ED. Пневморессоры позволяют перераспределять нагрузку по осям. Грузовой электровоз серии TF-90 имеет три двухосные тележки. Подвешивание двухступенчатое. Пневморессоры баллонного типа установлены в центральной ступени, а в буксовой - пружины.

Конструкции экипажей с пневматическими рессорами, по мнению всех исследователей, имеют показатели динамики, отвечающие современным требованиям. При этом значительно уменьшается износ бандажей колесных пар и головок рельсов, одновременно снижается подрез гребней. После 300 тыс. км пробега колесные пары моторвагонных поездов типа V-634, оборудованных пневматическим подвешиванием, на участках с большим количеством кривых не имели износа поверхности бандажей и гребней.

Впервые в СССР системой пневматического рессорного подвешивания был оборудован тепловоз, серии ТЭ7-001, постройки Харьковского завода транспортного машиностроения им. Малышева. Это был первый отечественный пассажирский тепловоз, который в это время находился во Всесоюзном научно-исследовательском тепловозном институте (Коломна: ВНИТИ) на комплексных путевых, динамических, прочностных и пр. испытаниях [55].

Конструкционная скорость тепловоза составляла 140 км/ч, но на испытательном полигоне его скорость доводилась до 160 км/ч при металлическом рессорном подвешивании.

Испытание тепловоза выявили проблему: при основной эксплуатационной и конструкционной скоростях движения коэффициенты плавности хода и динамики, а также максимальные вертикальные ускорения в кабине машиниста не соответствует санитарным нормам для локомотивных бригад. Утомляемость локомотивных бригад увеличивается, а их состояние обеспечивает безопасность движения. Это обстоятельство и послужило поводом к решительным действиям, предпринятым рядом научных организаций по решению этой проблемы.

Однако, исследования показали, что радикально решить эту проблему с помощью металлических систем рессорного подвешивания не удастся, поскольку им органически присущ ряд недостатков: трудности конструктивного и технологического характера при обеспечении необходимой величины статического прогиба, от которого напрямую зависят показатели динамики транспортных средств и комфортности для локомотивных бригад и пассажиров, обязательное применение гасителей колебаний, надежность в эксплуатации которая оставляет желать большего, слабая фильтрация вибрации и шума и др. Реальные возможности совершенствования таких систем практически исчерпаны.

Мировой опыт показывает, что одним из перспективных направлений решения проблемы повышения комфортности для машинистов и пассажиров транспортных средств является применение пневматического рессорного подвешивания, которое обладает существенными преимуществами перед металлическим, т.к. уменьшается инерционные силы, действующие на них [56].

Для выявления оптимального варианта параметров пневматического рессорного подвешивания испытаниям подвергались четыре варианта, у которых варьировались параметры элементов системы пневмоподвешивания так, что статический прогиб составлял 65, 100, 140 и 180 мм. Скорости движения в прямых участках пути и в кривых радиуса 1000 м достигали 140 км/ч, а в кривых радиуса 600 и 300 м – 120 и 70 км/ч соответственно.

Наилучшие результаты получены при статическом прогибе 180 мм. Максимальные ускорения при этом и скорости движения 140 км/ч не превышали $1,2 \text{ м/с}^2$ при частоте вынужденных колебаний в основном совпадающей с частотой собственных вертикальных колебаний кузова на пневморессорах, которая равнялась $1,4 \div 1,5$ Гц. Оценка качества демпфирования по логарифмическому декременту затухания колебаний показала, что он составляет $2,4 \div 2,5$, т.е. находится в рекомендуемых пределах, а коэффициент вертикальной динамики не превышала 0,09 при всех режимах движения.

Для того, чтобы наглядно оценить полученные результаты, приведены значения упомянутых показателей динамики этого же тепловоза, но при металлическом рессорном подвешивании:

- максимальные ускорения при скорости движения 140 км/ч равны $3,6 \text{ м/с}^2$, т.е. в три раза выше;

- коэффициент вертикальной динамики 0,32, т.е. в 3,5 выше.

Испытания полностью подтвердили результаты теоретических исследований динамики тепловоза, оборудованного пневморессорами, на математических моделях и показатели их адекватности, что позволило уверенно их применять в дальнейшем для прогнозирования динамических качеств перспективных тепловозов.

Экспериментально было проведено испытание тепловоза 2ТЭ10Л с пневматическими рессорами. Годичная его эксплуатация показала, что износ бандажей снизился в 2 раза. По-видимому, объяснить это можно уменьшением буксования и благоприятным распределением нагрузок по осям.

В ходе натурных испытаний электровоза ВЛ-60, буксовая ступень которых оборудована пневматическими рессорами, было выявлено, что ускорение подрессорных частей снизилось в $1,5 \div 2,5$ раза, а напряжение в рамах тележек – на 20% [57].

Дифференциальная оценка виброзащитных свойств пневматических элементов по частотным спектрам показывает их бесспорные преимущества перед другими рессорными устройствами. Интенсификация работы ПС и рост скоростей движения обуславливают повышение уровня вибрационных нагрузок, действующих на конструкцию. Целая группа геометрических и динамических неровностей колес и рельсов создает воздействия ударного характера, вызывающие колебания системы в широком спектре частот.

2.1.3 Конструктивные особенности резинокордных упругих элементов

Целесообразность использования пневматических упругих элементов в конструкции локомотива, во многом зависит от их технических характеристик.

Наибольшее распространение на железнодорожном транспорте получили пневмоэлементы с гибкой РКО, чему способствовала сравнительная простота герметизации, отсутствие трущихся частей и возможность получения широкого диапазона жесткостных характеристик [58].

Независимо от конструктивного исполнения все упругие элементы такого типа состоят из гибкой РКО оболочки, заключенную между профилированными металлическими элементами. Оболочка состоит из каркаса, представляющего собой многослойный (два и более слоев) капроновый корд с толщиной нитей около 1 мм, покрытого изнутри герметизирующим и снаружи защитным слоями резины толщиной около 2 мм, обладающего большим запасом прочности на разрыв (не менее $6\div 7$ от номинальной статической нагрузки на пневморессору).

Кроме того, сама РКО должна быть достаточно прочной и обладать низкой газопроницаемостью. Последнему фактору придается особое внимание при создании ампулизованных систем пневмоподвешивания, т.е. систем, работающих без регулярной подпитки сжатым воздухом. Увеличение толщины стенок герметизирующей камеры уменьшает диффузионные утечки рабочего газа.

Применение высоко прочностных марок кордовых нитей, увеличение слоев корда, утолщение стенок гермокамеры, изменение угла закроя корда должно влиять на свойства пневмоэлементов [59].

Гермооболочка представляет собой резиновую камеру с толщиной стенок около 5 мм, по формам и размерам повторяющую вид внешнего РКУЭ. В верхнюю часть ее вулканизирован штуцер, предназначенный для зарядки пневмоэлемента сжатым воздухом. Основным методом, позволяющим количественно определить динамические жесткостные и демпфирующие характеристики пневмосистемы, состоящей из РКУЭ, гермооболочки, дополнительного резервуара и дросселя, является экспериментальный.

Физическое моделирование колебательных процессов является одним из основных методов изучения динамических качеств ПС при его создании и совершенствовании.

Для статических и динамических испытаний пневморессор на вертикальные и горизонтальные нагрузки использован стенд [60]. Он предназначен для снятия характеристик пневморессор при различных режимах их работы.

Согласно программе эксперимента были изготовлены РКО со следующими конструктивными параметрами: материал кордовой нити 12КТ и 17В, угол закроя 10^0 и 18^0 , с резиновой прослойкой в каркасе и без нее.

Герметизирующие камеры были изготовлены из варочной резины с толщиной стенки 4 и 6 мм. И из бутилкаучука с толщиной стенки 4 мм.

Программой предусмотрены исследования виброзащитных свойств РКО модели И-15, имеющих конструктивные различные параметры. В качестве критерия виброзащиты выбрана оценка уровня ускорений на выходе системы.

Для оценки влияния закроя нити корда на виброзащитные свойства испытаны пневмоэлементы без герметизирующей камеры.

С целью оценки влияния резиновой прослойки в каркасе на виброзащиту испытаны пневмоэлементы без герметизирующей камеры со следующими конструкционными параметрами: угол закроя 18^0 , материал нити 12КТ, с прослойкой и без нее.

Зависимость виброзащитных свойств от материалов и толщины герметизирующей камеры исследовались на пневмоэлементах. Использовались герметизирующие камеры из варочной резины с толщиной стенки 4 мм, 6 мм и гермокамера из бутилкаучука с толщиной стенки 4 мм. Амплитуда возмущений составляла 0,2 см. Запись производилась при внешнем воздействии на фиксированных частотах 5, 10, 15, 20, 25 Гц в установившемся режиме.

Динамические показатели (ускорение на входе и выходе системы) оценивалось по среднеквадратическому отклонению δ . Уровень интенсивности колебаний характеризовался отношением, которое соответствует нулевому уровню. Поскольку параметры вибраций могут изменяться на несколько порядков, то удобно пользоваться логарифмической шкалой, принимая за уровень вибраций десятичный логарифм отношения измеряемой величины к ее стандартному значению:

$$L = 20 \lg \frac{a}{a_0}; \text{ дБ}, \quad (2.1)$$

где a_0 – начальное значение параметра a , соответствующее нулевому уровню. За стандартное значение виброускорения, т.е. за опорное виброускорение принимают $a_0=9,81 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Снижение уровня вибрации определялось по формуле (2.2):

$$\Delta L = L_{\text{ВЫХ}} - L_{\text{ВХ}} = 20 \lg \frac{\delta_{\text{ВЫХ}}}{a_0} - 20 \lg \frac{\delta_{\text{ВХ}}}{a_0}, \quad (2.2)$$

где $\delta_{\text{ВЫХ}}$ и $\delta_{\text{ВХ}}$ – среднеквадратическое отклонения ускорений на выходе и входе системы соответственно.

Значение ΔL для различных оболочек с герметизирующими камерами и без них, которые исследовались согласно программе испытаний, приведены в таблицах 2.1, 2.2.

Результаты стендовых испытаний показали, что лучшими виброзащитными свойствами обладают оболочки с меньшим углом закроя (в данном случае $\alpha = 10^0$).

Таблица 2.1 – Снижение уровня ускорений на выходе системы для оболочек без границ гермокамеры (в дБ)

Частота возмущения, Гц	Материал и угол закроя корда			
	12КТ	12КТ	12КТ	17В
	18^0	10^0	18^0	18^0
5	- 3,0	- 7,4	- 4,9	- 5,5

10	- 14,7	- 17,1	- 14,7	- 16,0
15	- 23,8	- 25,4	- 23,3	- 21,1
20	- 28,5	- 29,5	- 28,5	- 28,5
25	- 32,5	- 34,0	- 32,6	- 33,6

Таблица 2.2 – Снижение уровня ускорений на выходе системы для оболочек ($\alpha = 18^\circ$, 12 КТ, с гермокамерами) (в дБ)

Частота возмущения, Гц	Материал и толщина камеры		
	Бутилкаучук, 4 мм	Варочная резина, 6 мм	Варочная резина, 4 мм
5			
10	- 8,2	- 9,0	- 10,8
15	- 20,9	- 18,6	- 20,5
20	- 25,8	- 24,8	- 26,7
25	- 30,8	- 29,6	- 30,9

При одинаковом угле закроя корда предпочтение следует отдать оболочке с кордовой нитью 17В.

Наличие резиновой прослойки в каркасе практически не влияет на виброзащитные свойства пневмоэлемента.

При исследовании параметров герметизирующей камеры (см. таблицы 2.1, 2.2) выявлено, что лучшими виброзащитными свойствами обладают РКО с гермокамерой с толщиной стенки 4 мм, изготовленной из варочной резины.

Следует отметить, что анализируемые конструктивные параметры РКО оказывают заметное влияние на ее виброзащитные свойства при работе в диапазоне низких частот. При частоте более 10 Гц это влияние несущественно.

Общая закономерность заключается в том, что РКО работает более эффективно в спектре высоких частот. Так при частоте возмущения 25 Гц уровень входного сигнала снижается на 30-34 дБ.

Помимо лабораторных и стендовых испытаний существуют и другие методы оценки характеристик пневматических элементов.

Аналитический метод расчета позволяет по исходным данным найти статические и динамические характеристики РКО подушечного типа с прямыми профилями прижимных фланцев с большой степенью точности. На рисунке 2.3 представлена схема пневмоэлемента.

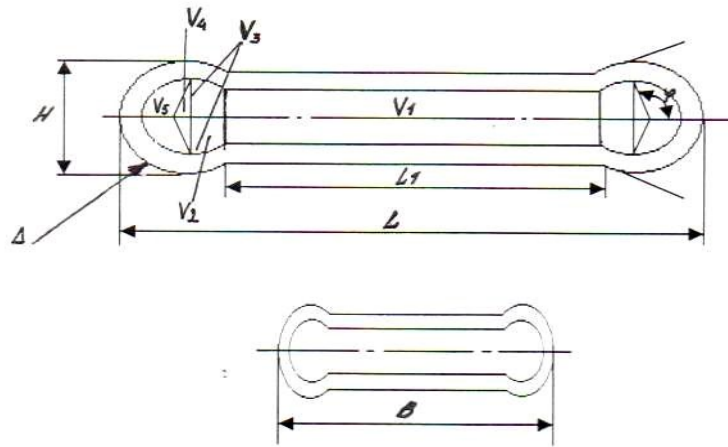


Рисунок 2.3 – Схема пневмоэлемента

При расчете характеристик оболочки приняты следующие обозначения:
 L, B, H – соответственно длина, ширина и высота оболочки по гофру.

L_1 – длина прижимных фланцев по опорной плоскости.

φ – угол наклона профиля прижимных фланцев.

Δ – толщина стенки оболочки.

Q – грузоподъемность.

C – жесткость.

f – прогиб.

$V_{\text{зо}}$ – внутренний объем.

$V_{\text{д}}$ – дополнительный объем.

$V = V_{\text{зо}} + V_{\text{д}}$ – полный объем системы РКО.

V_i – объемы составных частей оболочки.

P_a – атмосферное давление.

$P_{\text{и}}$ – избыточное давление.

$P = P_a + P_{\text{и}}$ – абсолютное давление.

r_3 – эффективный радиус тороидальной части.

S_3 – эффективная площадь.

n – показатель политропы.

При выводе расчетного уравнения характеристики, рассматриваемой РКО сделаны следующие предположения: не учитываются деформации корда и резины, оболочка условно разделена на цилиндрическую и тороидальную части. В соответствии с этим и эффективная площадь разделена на прямоугольную и круговую части.

Работу РКО можно характеризовать следующими исходными уравнениями:

$$Q = P_{\text{и}} * S_3. \quad (2.3)$$

$$S_3 = - \frac{dV}{df}. \quad (2.4)$$

$$P = P_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^n. \quad (2.5)$$

В соответствии с предположением (2.3) эффективная площадь оболочки равна:

$$S_3 = \pi r_3^2 + 2(L-B)r_3. \quad (2.6)$$

Эффективный радиус тороидальной части, являясь функцией наклона фланцев, определяется как:

$$r_3 = r_{30} + \frac{dr_3}{df} \cdot f, \quad (2.7)$$

где $r_{30} = \frac{B-H}{2}$.

Отсюда:

$$S_3 = \pi \left(\frac{B-H}{2} + \frac{dr_3}{df} \cdot f \right)^2 + 2(L-B) \left(\frac{B-H}{2} + \frac{dr_3}{df} \cdot f \right). \quad (2.8)$$

Внутренний объем РКО складывается из следующих основных частей:

$$V_{30} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5.$$

Из уравнений (2.4) и (2.8) получено выражение для текущего объема подушечной оболочки:

$$V = V_0 - S_{30} \cdot f - \frac{dr_3}{df} \left[\frac{\pi}{2} (B-H) + L-B \right] f^2 - \frac{\pi}{3} \left(\frac{dr_3}{df} \right)^2 \cdot f^3. \quad (2.9)$$

Из уравнений (2.5) и (2.9) – выражение для текущего избыточного внутреннего давления:

$$P_u = (P_{u0} + P_a) \left(\frac{V_0}{V} \right)^n - P_a. \quad (2.10)$$

Помножив уравнение (2.8) и (2.10), получим уравнение характеристики подушечной РКО:

$$Q = Q(f) = S_3 \cdot P_u. \quad (2.11)$$

Продифференцировав (2.9) по f получим уравнение вертикальной жесткости подушечной оболочки при $f=0$:

$$C_0 = \left[\pi (B-H) + 2(L-B) \right] \frac{dr_3}{df} P_{u0} + \frac{\pi (P_{u0} + P_a)}{V_0} S_{30}^2. \quad (2.12)$$

В частном случае при $\varphi = 0$:

$$C_0 = \left[\frac{\pi^2}{4} (B - H) + \frac{\pi}{2} (L - B) \right] P_{\text{uo}} + \frac{\pi (P_{\text{uo}} + P_a)}{V_0} S_{\text{зо}}^2. \quad (2.13)$$

Предлагаемый метод расчета хорошо согласуется с экспериментальными данными.

2.2 Модернизация рессорного подвешивания электровоза ВЛ-80

Тенденция к повышению скоростей движения на железных дорогах Казахстана требует, прежде всего, улучшения ходовых свойств и динамических характеристик локомотивов.

В рессорном подвешивании железнодорожных экипажей наибольшее распространение получили металлические листовые рессоры и пружины. Они обладают достаточной надежностью и технологичностью изготовления.

Проблема улучшения ходовых качеств локомотивов в условиях повышения скорости движения поездов вынуждает прибегать к применению упругих элементов в подвешивании тележек с более совершенными свойствами.

Опыт использования различных материалов в качестве упругих связей позволяет критически оценить существующие конструкции и наметить пути их усовершенствования, а современные методы расчетов – выбрать оптимальные параметры рессорного подвешивания. Одним из перспективных вариантов рессорного подвешивания железнодорожных экипажей является пневмоподвешивание [61].

Увеличение скорости движения, в первую очередь, связано с улучшением динамических качеств ПС, так как максимальные скорости ограничены воздействием существующих экипажей на путь. Силы их взаимодействия достигают наибольших значений в стыковых зонах и имеют ударный характер.

Для уменьшения воздействий ПС на путь, а также эффективной виброзащиты кабин локомотивов, пассажирских вагонов требуется предельно возможные значения гибкости рессорного подвешивания, соответствующие статическому прогибу, до 200 мм [62].

Это технически реализуемо только при обращении к пневматическому подвешиванию, наиболее быстрое и экономичное внедрение, которое возможно путем обоснованного сочетания металлических рессор и пневматических элементов в конструкции эксплуатируемых локомотивов.

Основные достоинства пневматического подвешивания при внедрении его в конструкцию локомотива:

- уменьшение динамического воздействия от локомотива на путь;
- снижение уровня ускорений обрессоренных масс и динамических напряжений в раме тележки;
- простота вертикальной и поперечной систем демпфирования;
- улучшение условий труда локомотивных бригад за счет изоляции кузова от воздействия высокочастотных вибраций и структурного шума;
- возможность сравнительно просто осуществлять компенсацию

центробежной силы в кривых участках пути.

Ранее проведенными исследованиями, в том числе натурным экспериментом [63], была доказана обоснованность и эффективность применения пневмоэлементов в конструкцию электровоза ВЛ-60, с целью улучшения динамических качеств локомотива в горизонтальной плоскости.

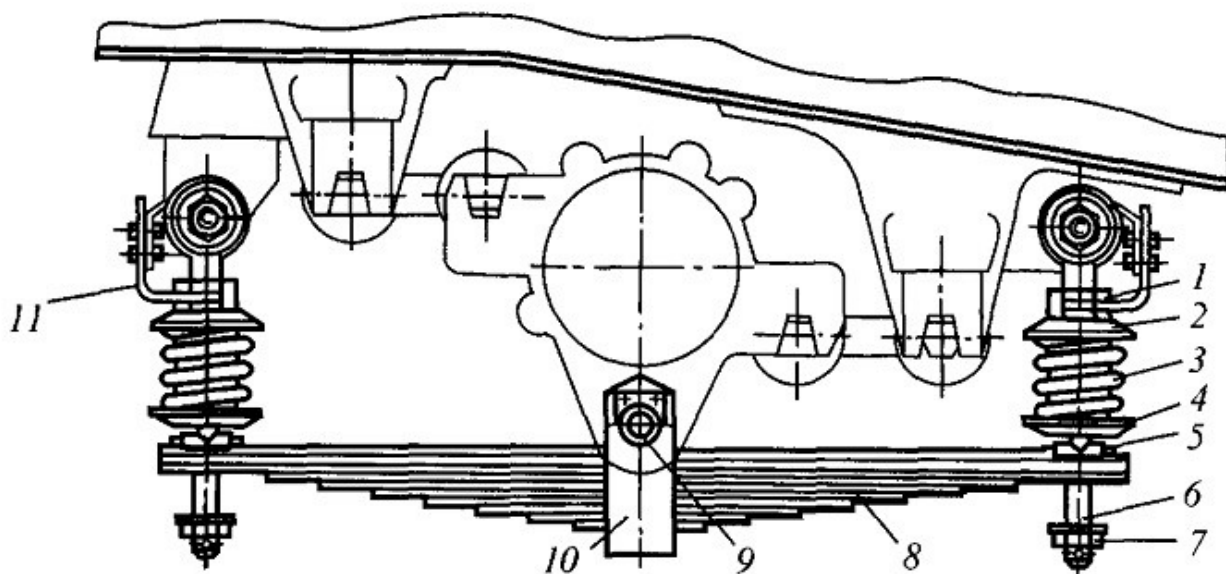
В настоящее время, основной серией локомотива, предназначенной для вождения пассажирских и грузовых поездов, является электровоз переменного тока ВЛ-80 с конструкционной скоростью $V=110$ км/ч.

Буксовая ступень рессорного подвешивания электровоза ВЛ-80 показана на рисунке 2.4.

Совершенствование рессорного подвешивания электровозов может быть проведено в двух направлениях:

1) улучшение динамических характеристик существующего подвешивания;

2) реконструкция рессорного подвешивания на основе применения новых конструктивных элементов, обладающих необходимыми динамическими характеристиками.



1 – регулировочная гайка; 2 – верхняя стальная шайба; 3 – цилиндрическая пружина; 4 – нижняя стальная шайба; 5 – опора (подкладка); 6 – рессорная стойка; 7 – предохранительная гайка с шайбой и шплинтом; 8 – листовая рессора; 9 – валик рессоры; 10 – хомут рессоры; 11 – стопорная планка

Рисунок 2.4 – Буксовая ступень рессорного подвешивания электровоза ВЛ80

Реализация первого направления подразумевает уменьшение жёсткости и, соответственно, увеличение суммарного статического прогиба подвешивания. Это значительно усложнит конструкцию подвески, а в виду чрезмерного возрастания её размеров затруднит компоновку и эксплуатацию.

Наиболее перспективным представляется второе направление. И здесь

необходимо подчеркнуть важное достоинство пневматических рессор – возможность их применения не только на вновь строящемся, но и на всем выпускаемом серийно и находящемся в эксплуатации подвижном составе.

В связи с этим учеными Омского Государственного университета путей сообщения для электровоза ВЛ-80 [64] предложен новый вариант системы пневматического подвешивания. Процесс полной замены металлических пружин и листовых рессор пневматическими требует переходных этапов, поэтому предусмотрено сохранение листовых рессор. Это упрощает конструкцию и сокращает сроки внедрения. Совместное использование различных типов упругих элементов в рессорном подвешивании (листовая рессора и пневматический элемент) позволяет сочетать большую энергоемкость, при низкой жесткости, с малой металлоемкостью.

Выбор размеров РКО приведен из расчета их установки на место винтовых пружин. Исходя из габаритных размеров места установки, наиболее удобной для компоновки является РКО баллонного типа модели Н-2, которая показана на рисунке 2.5, разработанная Омским научно-производственным объединением «Прогресс».

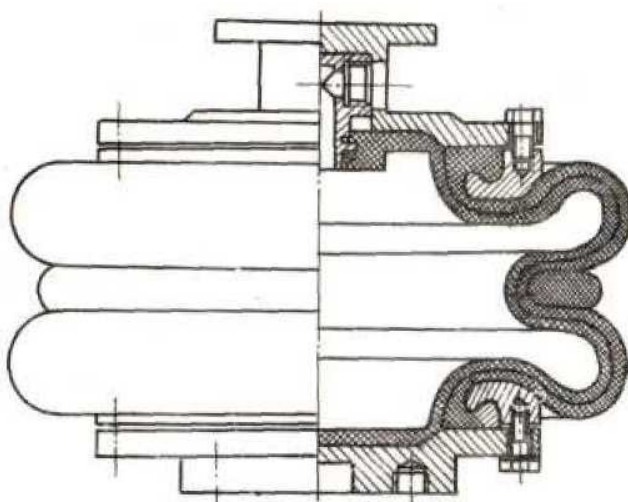


Рисунок 2.5 – Пневматическая рессора модели Н-2

Из этих же соображений, как показано на рисунке 2.6 расстояние между осями пневмоэлементов увеличено на 60 мм по сравнению с расстоянием между осями винтовых пружин у серийного электровоза.

Для этой цели была разработана опора 1, позволяющая при монтаже использовать имеющиеся отверстия в листовой рессоре. Нижняя крышка 2 пневмоэлемента 3 крепится к этой опоре, а верхняя 4 к опоре 5, укрепленной на раме тележки, штуцер 6 служит для заправки пневмоэлемента воздухом. При необходимости к нему через трубопровод подключается дополнительный резервуар. РКУЭ в совокупности с арматурой, дополнительным резервуаром и трубопроводом является пневматической рессорой.

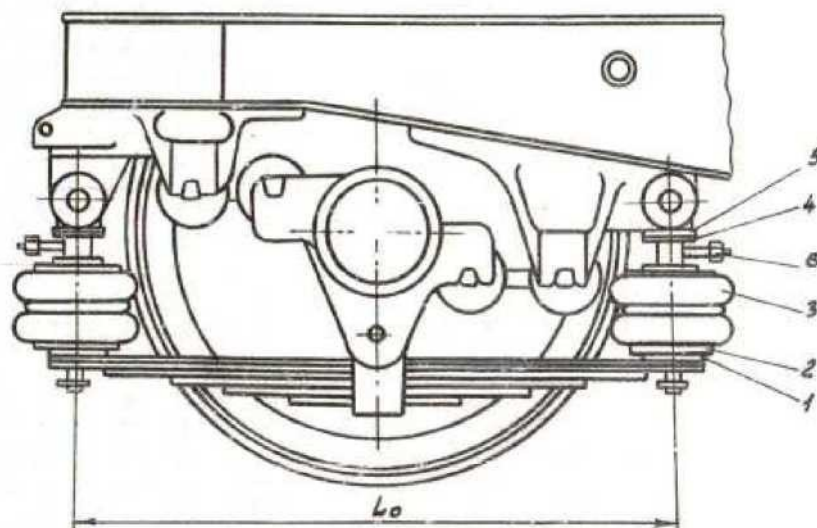


Рисунок 2.6 – Расстояние между осями пневмоэлементов

Техническая характеристика РКУЭ с присоединенным дополнительным объемом приведена в таблице 2.3. Расположение пневматических рессор в буксовой ступени подвешивания электровоза.

Таблица 2.3 – Техническая характеристика элемента модели Н-2

Параметр	Величина
Рабочая высота, м	0,21
Максимальный возможный прогиб, м	$\pm 0,10$
Рабочее внутреннее давление, МПа	0,70÷0,80
Диаметр в рабочем положении, м	0,82
Частота колебаний, Гц	1,10÷1,30
Объем оболочки, л	11,60
Объем системы, л	11,60÷31,60

Для сравнительной оценки параметров динамических качеств локомотивов измерения проводились на опытном и серийном электровозах.

Схема расстановки датчиков на одном из них приведена на рисунке 2.7:

– 1БВ, 2БВ – вертикальное ускорение, датчики установлены на буксах 1 и 2-й колесных пар;

– 1ТВ, 2ТВ, 3ТВ – вертикальное ускорение тележки, датчики – в середине рамы;

– 1КВ, 2КВ, 3КВ – вертикальное ускорение кузова, датчики – в середине кузова и под кабиной;

– БС, ТС, КС – вертикальная скорость буксы, тележки и кузова, соответственно, датчики установлены по одной оси, проходящей через центр первой колесной пары;

– 1БП, 2БП, 3БП – прогиб пневморессор и всей подвески, первые два датчика закреплены между фланцами арматуры пневморессор, а третий – между буксой и рамой тележки;

– ДД – давление в пневморессоре, датчик на штуцере подпитки воздухом.

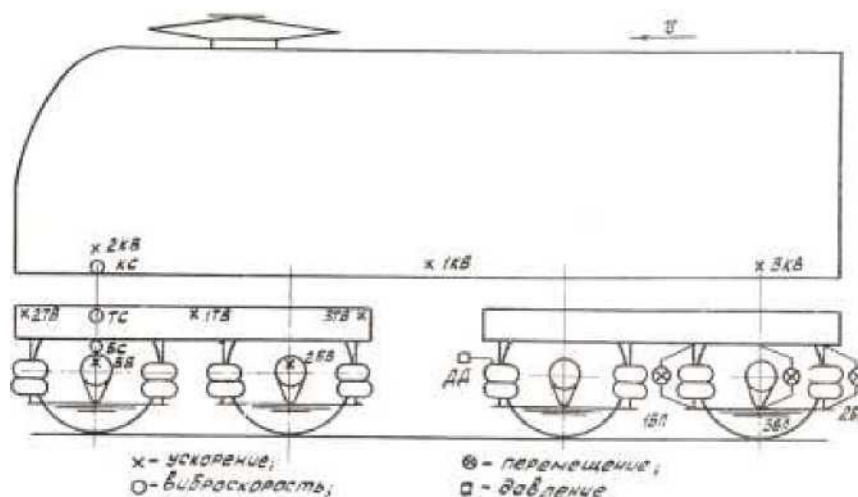


Рисунок 2.7 – Размещение датчиков

Преимущества предлагаемого рессорного подвешивания электровоза оценивались по:

- максимальным значениям ускорений кузова и тележек;
- результатам спектрального анализа осциллограмм колебательных процессов;
- уровню шума в кабине машиниста;
- воздействию на путь и износу бандажей колесных пар.

Сопоставление результатов летних и зимних натурных испытаний показало увеличение ускорений в зимний период в $1,5 \div 2,5$ раза. Это объясняется промерзанием балластной призмы и существенным увеличением жесткости пути, что ведет к возрастанию величины импульса. Использование пневматических рессор в буксовой ступени подвешивания привело общему снижению ускорений узлов электровоза: кузова в $1,5$, тележки – $1,8 \div 2,2$ раза.

Характерной особенностью является существенное снижение ускорений тележки при прохождении электровозом зоны стыка. Воздействие опытного электровоза на путь в резонансном режиме снизилось на $15 \div 20\%$.

Использование пневморессор в буксовой ступени подвешивания положительно сказалось на перераспределении энергии колебаний кузова – сократилась доля высокочастотных колебаний ($16 \div 25$ Гц) в $1,7 \div 2,6$ раза. Этот результат особенно важен, так как наиболее опасны для конструкции механической части высокочастотные колебания. Их снижение соответствует уменьшению уровня ускорения в данном интервале частот. Это можно объяснить более эффективной работой внутреннего трения газовой среды и оболочки пневматического элемента по сравнению с соответствующим сопротивлением винтовой пружины.

Уровень шума в кабине машиниста электровоза превышает допустимые нормы [65, 66]. Мероприятиям по снижению шума всегда придается важное значение. Поэтому в конструкции ПС необходимо использовать малейшую возможность для улучшения санитарных условий. В связи с этим во время

натурного эксперимента проводились измерения уровня шума в кабине машиниста серийного и опытного электровозов. Разница уровней шума в кабине машиниста при открытых и закрытых дверях в машинное отделение мала. Это свидетельствует о том, что шум в кабине электровоза определяется долей структурного шума. Значит, совершенствование рессорного подвешивания должно быть направлено, в том числе и на его снижение

В этом первостепенная роль принадлежит пневматическим упругим элементам. Это вызвано примечательным свойством воздуха и резины, у которых сопротивление передаче колебаний высокой частоты значительно выше, чем у рессорной стали. Измерения шума в кабине машиниста опытного электровоза ВЛ-80 №1734 показали снижение его уровня на $9\div 13$ дБ.

Натурные динамические испытания локомотива доказали эффективность включения пневматических элементов в рессорную систему.

Внедрение пневматических элементов в конструкцию рессорного подвешивания электровоза ВЛ-80 взамен винтовых пружин позволило:

- снизить уровень ускорений обрессоренных узлов в $1,5\div 2,5$ раза.
- уменьшить уровень шума в кабине машиниста на $8\div 13$ дБ;
- снизить воздействие локомотива на путь на $15\div 20$.

Улучшение динамических качеств локомотива создают предпосылки для увеличения конструктивной скорости и улучшения условий труда локомотивных бригад.

2.3 Теоретические и экспериментальные исследования свойств элементов пневматического подвешивания для тепловоза 2ТЭ-10

2.3.1 Исследование математической модели вертикальных колебаний при взаимодействии локомотива и пути с неровностями

С 2000-х годов в стране началась основательная реформирование всей локомотивной отрасли: ремонтное хозяйство выделилось из локомотивных депо с созданием ремонтных локомотивных депо (филиалов АО «Ремлокомотив») и ремонтных участков (производственных кооперативов с выделением из их состава АО НК «КТЖ»).

Локомотивная отрасль стала одним из крупных субъектов рынка, пользующаяся своим спросом и предложениями. В этих условиях решение проблемы модернизации железнодорожного транспорта, в частности, в его ключевом звене – локомотивном хозяйстве приобретает важное теоретическое и практическое значение.

Проблема обновления локомотивного хозяйства и перспектив его инновационного развития практически не исследовалась.

В этой связи возникает обоснованная необходимость рассмотрения теоретически обоснованных предложений и рекомендаций по определению преимущественных направлений модернизации локомотивного хозяйства в Казахстане с учетом опыта зарубежных стран.

Среди проблем реконструкции железнодорожного транспорта важное место принадлежит задаче повышения скорости движения.

Эту задачу можно решить двумя путями: приобретением локомотивов с техническими характеристиками, отвечающими требованиям поставленной задачи, а также путем модернизации существующего локомотивного парка.

Основными сериями локомотивов, эксплуатируемых на железных дорогах Казахстана, являются двухсекционный тепловоз 2ТЭ-10 и электровозы переменного тока ВЛ-80 и ВЛ-60. При этом наибольшую конструкционную скорость – 110 км/ч имеет двухсекционный электровоз ВЛ-80, скорость остальных – 100 км/ч.

При отсутствии в Казахстане до недавнего времени локомотивостроительных заводов, проблема модернизации существующего парка была весьма актуальной.

Важнейшие задачи ближайшего времени – увеличение скорости движения пассажирских поездов до 160 км/ч и грузовых до 120 км/ч, совершенствование условий перевозки пассажиров, повышение комфортабельности и улучшение плавности хода ПС [67, 68].

Увеличение скорости движения поездов до 160 км/ч в первую очередь связано с улучшением динамических качеств ПС, так как максимальные скорости ограничены воздействием существующих экипажей на путь. Силы их взаимодействия достигают наибольших значений в стыковых зонах и имеют ударный характер.

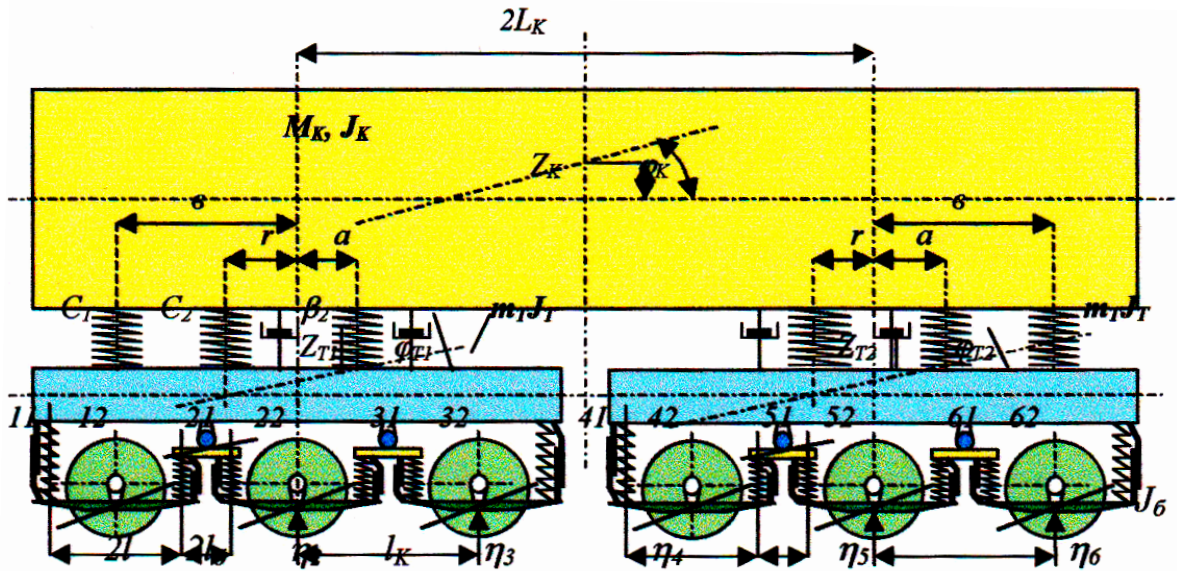
Железнодорожный путь следует рассматривать как составную и неотъемлемую часть общей динамической системы «подвижной состав – железнодорожный путь». Уровень взаимодействия во многом зависит не только от характеристик ПС, но и от упругодиссипативных параметров пути.

Конструкция верхнего строения пути и его состояние определяют уровень максимально возможных скоростей движения. В ее ограничении решающим фактором является воздействие локомотива на путь.

Изучение вертикальной динамики локомотивов ставит в основном две задачи – анализ влияния параметров на динамические качества и оценка устойчивости движения [69].

Для теоретических исследований пространственных колебаний локомотива используем механическую систему, подобную тепловозу 2ТЭ-10. Расчетная схема показана на рисунке 2.8.

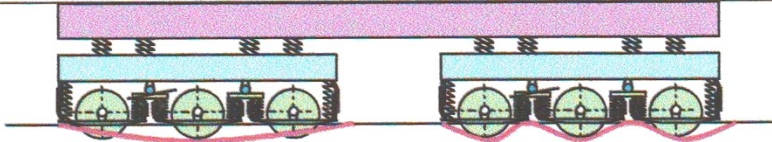
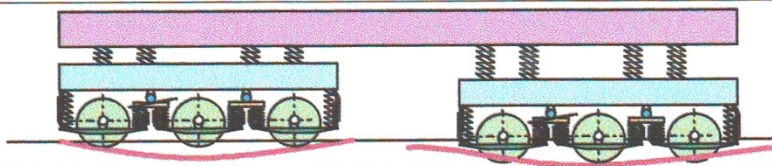
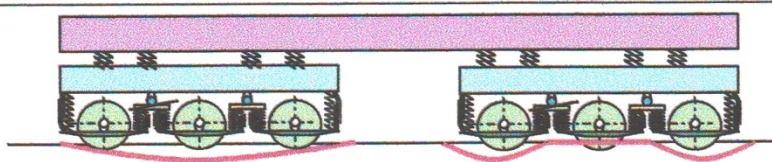
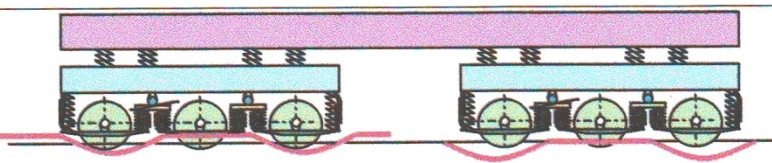
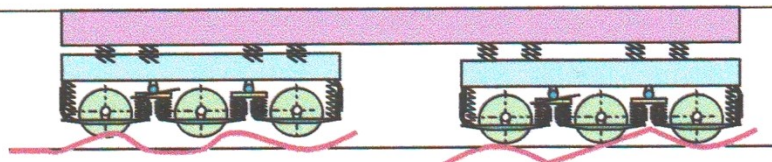
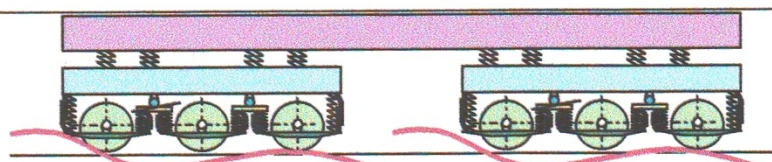
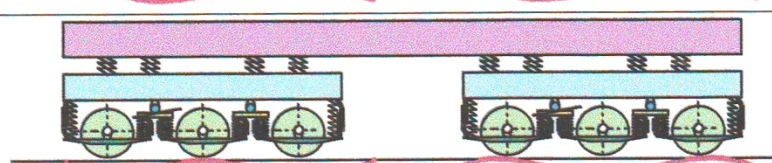
В настоящее время при исследовании динамики железнодорожного ПС широко используются методы математического моделирования [70, 71].



M_K – масса кузова; M_T – масса обрессоренных частей тележки; J_K, J_T – моменты инерции кузова и тележки относительно горизонтальных поперечных центральных осей соответственно; $2a$ – расстояние между осями колесных пар; d – смещение центра тяжести обрессоренных частей тележки; $2L_K$ – база кузова электровоза; Z_K – вертикальное поступательное перемещение центра тяжести кузова; φ_K – угол поворота кузова относительно поперечной горизонтальной, проходящей через центр тяжести оси; Z_{T1}, Z_{T2} – вертикальные поступательные перемещения центра тяжести обрессоренных частей тележек; $\varphi_{T1}, \varphi_{T2}$ – углы поворота обрессоренных частей тележек относительно горизонтальных поперечных осей, проходящих через центры тяжести; η_j – геометрическая неровность.

Рисунок 2.8 – Расчетная схема механической системы локомотива

Они позволяют дать всестороннюю оценку влияния множества параметров в широком диапазоне изменения значения с незначительными затратами средств и времени [72]. На рисунке 2.9 представлена схема взаимодействия локомотива и пути с неровностями.

Номер варианта	Взаимодействие электровоза и пути с неровностями
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – варианты взаимодействия локомотива и пути с неровностями

Рисунок 2.9 – Схема взаимодействия локомотива и пути с неровностями

Задача выбора структуры математической модели вертикальных колебаний локомотива решается методами классической механики Ньютона при помощи уравнения Лагранжа II рода [73]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{r}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial r_s} + \frac{\partial U}{\partial r_s} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{r}_s} = Q_s, \quad (2.14)$$

где T – кинетическая энергия системы в рассматриваемый момент;
 U – потенциальная энергия в тот же момент времени;
 t, r, \dot{r}, Q – обобщенные координаты, скорость, сила;
 Φ – функция рассеивания;

S – число степеней свободы.

Кинетическая энергия выразится как

$$T = \frac{1}{2} [M_K \dot{z}_K^2 + J_K \dot{\phi}_K^2 + m(\dot{z}_{T1}^2 + \dot{z}_{T2}^2) + J_T(\dot{\phi}_{T1}^2 + \dot{\phi}_{T2}^2) + J_\delta \sum_{i=1}^6 \dot{\phi}_{\delta i}^2 + J(\dot{\phi}_1^2 + \dot{\phi}_2^2 + \dot{\phi}_4^2 + \dot{\phi}_5^2)]. \quad (2.15)$$

Выражение кинетической энергии колебаний тепловоза согласно теореме Кенига, запишется в виде:

$$T = \frac{1}{2} [M_K \dot{Z}_K^2 + J_K \dot{\phi}_K^2 + m_T(\dot{Z}_{T1}^2 + \dot{Z}_{T2}^2) + J_T(\dot{\phi}_{T1}^2 + \dot{\phi}_{T2}^2)] + J_\delta \sum_{i=1}^6 \dot{\phi}_{\delta i}^2. \quad (2.16)$$

Потенциальная энергия системы:

$$U = \frac{1}{2} [\sum_{i=1}^4 (C_2 \delta_{Ki}^2 + C_1 \delta_{Ki}^2)] + \sum_{i=1}^6 \sum_{K=1}^2 \int_0^{\Delta_{iK}} Q_{iK} d\Delta_{iK}. \quad (2.17)$$

Функция рассеивания имеет вид:

$$\Phi = \frac{1}{2} \beta_2 \sum_{i=1}^4 \dot{\delta}_{Ki} + \sum_{i=1}^6 \sum_{K=1}^2 \int_0^{\Delta_{iK}} F_{iK} d\Delta_{iK}. \quad (2.18)$$

Математическая модель вертикальных колебаний тепловоза 2ТЭ-10 на металлическом подвешивании следующая:

$$\begin{aligned} M_k \ddot{z}_k + \sum_{i=1}^4 [C_1 \delta_i + C_2 \delta_i + \beta_2 \dot{\delta}_{yi}] &= 0, \\ J_k \ddot{\phi}_k + \sum_{i=1}^4 [C_1 D_i \delta_i + C_2 E_i \delta_i + \beta_2 \dot{\delta}_{yi}] &= 0, \\ m_T \ddot{z}_{T1} - \sum_{i=1}^4 [C_1 \delta_i + C_2 \delta_i + \beta_2 \dot{\delta}_{yi}] - \sum_{k=1}^2 \sum_{i=1}^3 (\theta_{ik} + F_{ik}) &= 0, \\ J_T \ddot{\phi}_{T1} + \sum_{i=1}^2 [B_1 C_1 \delta_i + k_i C_2 \delta_{yi} + k_i \beta_2 \dot{\delta}_{yi}] + \sum_{k=1}^2 \sum_{i=1}^3 [N_{ik} (\theta_{ik} + F_{ik})] &= 0, \\ m_T \ddot{z}_{T2} - \sum_{i=1}^4 [C_1 \delta_i + C_2 \delta_i + \beta_2 \dot{\delta}_{yi}] - \sum_{k=1}^2 \sum_{i=1}^6 (\theta_{ik} + F_{ik}) &= 0, \\ J_T \ddot{\phi}_{T2} + \sum_{i=3}^4 [B_1 C_1 \delta_i + k_i C_2 \delta_{yi} + k_i \beta_2 \dot{\delta}_{yi}] + \sum_{k=1}^2 \sum_{i=4}^6 [N_{ik} (\theta_{ik} + F_{ik})] &= 0, \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$J_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta j} + \sum_{i=1}^2 [G_{ik}(\theta_{ik} + F_{ik})] = 0, \quad J = 1, 2, 3 \dots, 6.$$

$$J \ddot{\varphi}_T + H_{J2}(\theta_{J2} + F_{J2}) + H_{J+1,1}(\theta_{J+1,1} + F_{J+1,1}) = 0, \quad J = 1, 2, 4, 5.$$

Воздействие на колесо задавалось в виде неровности:

$$\eta_i = A \sin(\omega t - \gamma_i), \quad (2.20)$$

где i – номер колесной пары;

A – амплитуда неровности, см;

γ_i – начальные фазы, характеризующие отстаивания вертикальных перемещений второй, третьей и т.д. колесных пар по отношению к первой по направлению движения тепловоза.

После соответствующих преобразований системы получим:

$$\ddot{x} + A\dot{x} + Bx = f(t, x). \quad (2.21)$$

В расчетах были использованы характеристики рессорного подвешивания, инерционные параметры и геометрические размеры серийного тепловоза 2ТЭ-10.

Исследование показало, что при росте скорости движения тепловоза вертикальные перемещения центров тяжести обрессоренных частей тележек увеличиваются незначительно, т.е. влияния почти нет. Максимальное вертикальное перемещение кузова и тележки возникает при скорости 60 км/ч, когда наблюдается явление резонанса. При повышении амплитуды неровности пути с 0,2 до 0,4 см вертикальные перемещения центров тяжести обрессоренных частей тележек увеличиваются также незначительно. Если у кузова максимальное перемещение не превышает 6 см, то у тележек перемещения центров тяжести – 1,2 см.

2.3.2 Изменение вертикального перемещения кузова тепловоза в зависимости от скоростей движения и амплитуд неровностей пути

Одной из важнейших задач, стоящей перед учеными, является проблема совершенствования ПС и повышения его надежности в эксплуатации, что может быть обеспечено, например, созданием эффективных рессорных систем с улучшенными виброзащитными качествами для уменьшения воздействия на путь [74]. В качестве объекта исследования принят тепловоз 2ТЭ-10, как основная серия магистральных тепловозов в Казахстане. На рисунке 2.10 показана расчетная схема опытного тепловоза на пневматическом подвешивании.

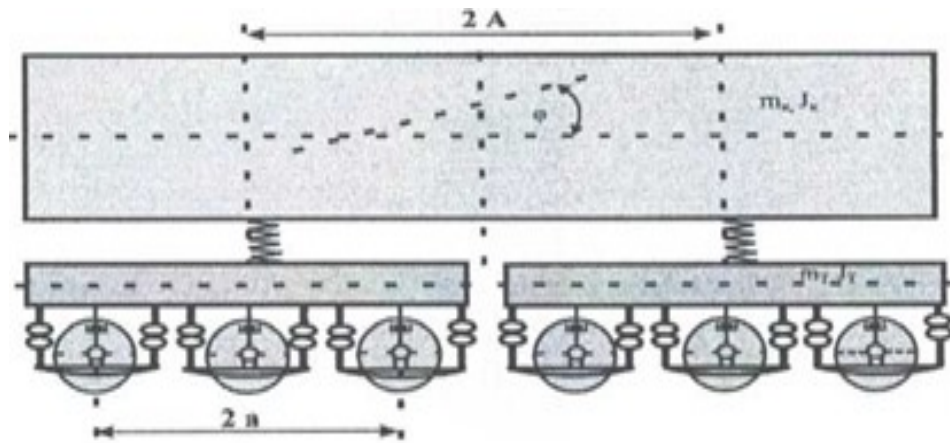


Рисунок 2.10 – Расчетная схема опытного тепловоза на пневматическом подвешивании

На рисунке 2.11 показаны графики зависимости ускорений тележки от скорости движения локомотива.

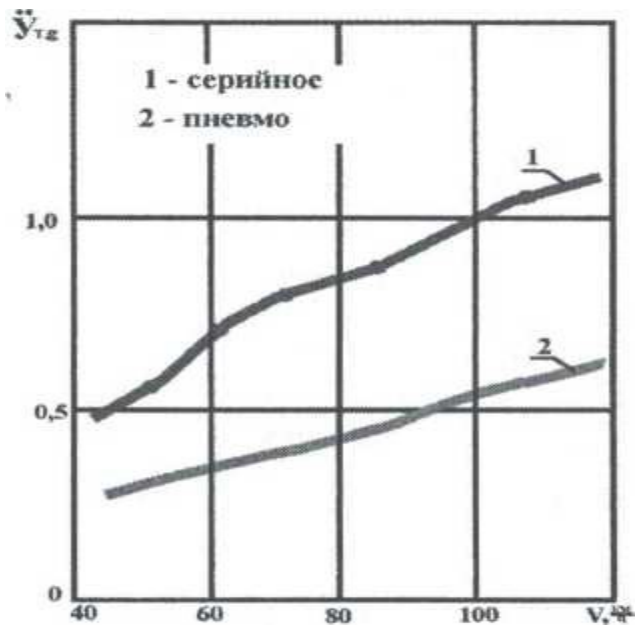


Рисунок 2.11 – Графики зависимости ускорений тележки от скорости движения

В расчетах были использованы характеристики рессорного подвешивания, инерционные параметры и геометрические размеры эксплуатируемого тепловоза 2ТЭ-10.

Модернизированная подвеска имела следующие характеристики. Жесткость, приходящаяся на одну колесную пару, принята в виде $C_{ik}(\Delta_{ik}, V_g, d_{\partial pik})$, а коэффициент неупругого сопротивления – в виде $\beta(\Delta_{ik}, V_g, d_{\partial pik})$, здесь i – номер колесной пары, k – номер пневматического элемента i -й колесной пары.

На рисунке 2.12 приведены вертикальные перемещения центра тяжести кузова тепловоза с типовой и модернизированной подвесками при различных

скоростях движения.

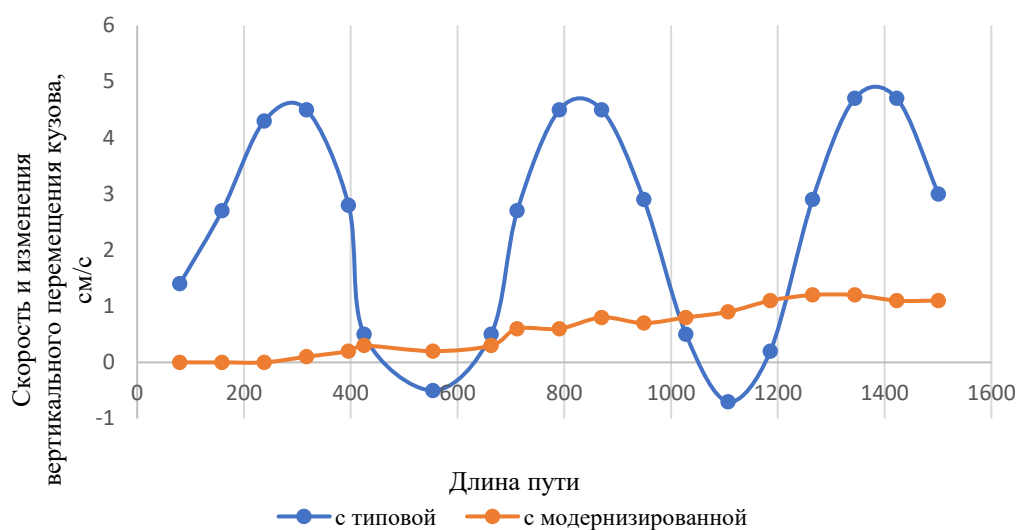


Рисунок 2.12 – Вертикальное перемещение центра тяжести кузова тепловоза с типовой и модернизированной подвесками при различных амплитудах неровностей пути ($V=100$ км/ч)

Указанные теоретические раскладки и результаты экспериментальных исследований дают основания определить следующие основные достоинства использования системы подвешивания тепловоза пневматическими рессорами:

- понижение влияния динамических сил от тепловоза на путь;
- уменьшение значений ускорений обрессоренных элементов и напряженного состояния рамы тележки;
- уменьшение изнашивания бандажей колес тележек тепловоза;
- создание безопасных для машинистов условий труда с помощью уменьшения вибраций и специфического шума.

Таким образом, можно сделать предположение, что практическое внедрение предполагаемого способа дает как экономический, так и социальный эффект.

Ранее представленные исследования, а также опыт эксплуатации серийных тепловозов 2ТЭ-10 показали, что металлические подвески имеют более жесткие силовые характеристики и не обладают самодемпфирующими свойствами. В связи с этим в последние годы пневматическое подвешивание находит все большее применение на железнодорожном транспорте, что объясняется рядом его преимуществ перед металлическим:

- возможностью получения «мягкой» силовой характеристики подвески в ограниченных габаритах, что очень важно на электрифицированных линиях;
- хорошими самодемпфирующими свойствами;
- высокой виброизолирующей способностью пневморессор;
- малой металлоемкостью.

Эти преимущества позволяют улучшать динамические силовые характеристики серийного тепловоза 2ТЭ-10. Выбор типа элементов

пневматического подвешивания для модернизации буксовой ступени тепловоза обосновывался величиной статической нагрузки, приходящейся на одну пневматическую рессору, и габаритами мест ее установки. Исходя из этих требований был выбран пневматический элемент баллонного типа модели Н-5.

Выводы по 2 разделу

Тележки локомотива при движении испытывают сложные силовые воздействия, передавая силу тяги на автосцепку, силу тяжести на рельсы, силы, возникающие при торможении, а также воспринимаются усилия от неровности пути и при движении в его кривых.

Поэтому от конструкции тележек в значительной степени зависят плавность хода локомотива и другие его динамические характеристики.

Одним из ответственных устройств, направленных на снижение динамического воздействия колес на рельсы и повышение плавности хода локомотива, является рессорное подвешивание.

Одним из выводов, возникших в результате проведенного исследования заключается в следующем: на стадии проектирования и создания конструкции тележек локомотивов предусмотреть унифицированную тележку, подходящую как для тепловоза, так и для электровоза, то есть, хоть в двухосном или трехосном создать с одинаковым диаметром колесных пар – 1250 мм. В настоящее время у тепловозов – 1050 мм, а у электровозов – 1250 мм. Одинаковую рычажную передачу для применения автотормозов, а также рессорное подвешивание с соответствующими типами гасителей колебаний.

Подвешивание ТЭД тоже предусмотреть унифицированным, в зависимости от рода службы локомотива.

Улучшение динамических качеств локомотива можно достичь за счет применения пневмоэлементов.

Разработана математическая модель упругодиссипативных свойств пневматической рессоры, которая позволяет учесть большое число фактов, влияющих на ее динамические показатели, и расширить возможности выбора оптимальных параметров пневматического подвешивания локомотивов, обеспечивающее улучшение динамических качеств.

Математическая модель обеспечивает точность и достоверность расчетов необходимых параметров для совершенствования механизмов и узлов железнодорожного транспорта.

3 ПУТИ РАЗВИТИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ДВИЖЕНИЯ В КАЗАХСТАНЕ

3.1 Предпосылки для организации скоростного движения на участке «Алматы-Астана»

В условиях рыночной экономики, одними из основных требований, предъявляемых к участникам железнодорожного рынка, являются качество, надежность и скорость, а для обеспечения этих требований необходимы скоростные и надежные логистические маршруты. Организация скоростного движения в Республике Казахстан – это инновационный шаг в развитии железнодорожного транспорта. Перспективы развития железнодорожного транспорта в Казахстане предполагают формирование разветвленной транспортной инфраструктуры и строительство новых скоростных дорог, а также улучшение состояния действующих дорог с тем, чтобы увеличивать их скоростной режим [75].

Задачу увеличения скоростей движения пассажирских поездов необходимо рассматривать совместно с задачей ликвидации дефицита пропускной и провозной способности. Учитывая эти условия, перспективным направлением является создание выделенных линий для организации высокоскоростного движения пассажирских, и ускоренного движения грузовых поездов – высокоскоростных магистралей.

Современное состояние и перспективы развития инфраструктурных отраслей, в том числе железнодорожного транспорта, стимулирует рост экономики регионов, повышает интерес и мобильность населения, способствует развитию высоких технологий. В качестве одного из эффективных инструментов реализации инновационного развития стран может стать организация высокоскоростного железнодорожного движения пассажирских поездов.

Повышение скоростей движения пассажирских поездов обеспечивает улучшение транспортного обслуживания. На повышение скоростей движения оказывает география заселения территории страны, населенность городов и расстояние между пассажирообразующими узлами. Расширение производственных связей, деловой активности сказывается на потребности в поездах, и здесь повышение скоростей движения поездов должно сыграть решающую роль в экономии времени нахождения пассажиров в пути, которая, в конечном итоге принесет экономический эффект.

На основе требований комфортности пассажира и обеспечения безопасности движения поездов был выработан Европейский стандарт ВСМ, конструктивная скорость на всех ВСМ принята равной 350 км/час. Поскольку затраты энергии на перемещение скоростного поезда пропорциональны квадрату скорости, то дальнейшее (более 350 км/час) повышение скорости с энергетической точки зрения нецелесообразно.

При строительстве ВСМ неизменным условием ставится нулевой (или близкий к нему) профиль пути (без подъемов и спусков), а в плане железнодорожная колея не должна иметь кривых радиусом менее 4000 метров. При ограниченном свободном пространстве строители ВСМ в Европе

вынуждены использовать многочисленные тоннели, которые не только удорожают строительство, но и создают сложности в эксплуатации ВСМ. Железнодорожная ВСМ с обеих сторон должна быть ограждена сеткой, а в районе населенного пункта заградительной (шумозащитной) стенкой высотой 4 метра. Пересечение ВСМ должно быть только в разных уровнях. Никаких переездов и переходов в плоскости ВСМ не предусмотрено. Для снижения энергозатрат на тягу поезда и улучшения динамики взаимодействия ПС и пути, рельсовая колея ВСМ только бесстыкового исполнения, это тем более важно для климатических условий Казахстана.

Практика эксплуатации ВСМ показала, что использование отдельного локомотива для тяги высокоскоростного пассажирского поезда является неэффективной. Сосредоточение большой мощности в одной тяговой единице (до 8÷10 тыс. кВт) увеличивает вес локомотива, а, следовательно, ухудшает динамическое воздействие его на путь. В этом случае осевая нагрузка локомотива не может быть меньше 20 тонны, чтобы обеспечить достаточную тягу на ограниченном числе осей, а единичная мощность тягового электродвигателя должна быть 1200÷1400 кВт, что затрудняет его размещение в ограниченных габаритах экипажной части локомотива. Поэтому в настоящее время для вождения высокоскоростных поездов применяется распределенная тяга, когда в поезде половина вагонов обмоторены, т.е. снабжены тяговыми двигателями (электропоезд).

Распределение тягового оборудования по всем вагонам позволяет обеспечить достаточную суммарную тягу поезда и снизить нагрузку на ось на 25%, доведя ее до 12 тонн на ось. Использование легких (дюраль) металлов для изготовления вагонов позволило фирме Alstom (Франция) довести осевую нагрузку до 11 тонн на ось. Уменьшается мощность каждого тягового электродвигателя, в настоящее время она стабилизировалась на отметке 350 кВт на один тяговый (асинхронный) электродвигатель, что составляет суммарную тяговую мощность на двухвагонную секцию (350х4) 1400 кВт. Число мест для пассажиров в каждом вагоне может быть до 110 (220 пассажиров на двухвагонную секцию), каждая двухвагонная секция может эксплуатироваться автономно, поэтому в зависимости от потребности пассажиропотока имеется возможность оперативно варьировать длиной высокоскоростного поезда.

Международные нормативные требования определяют среднюю (крейсерскую) скорость высокоскоростного поезда на 15% меньше конструктивной, поэтому при известном расстоянии между пунктами ВСМ время движения определяется при конструктивной скорости 350 км/ч как:

$$t_0 = \frac{L_0 \cdot 1,15}{350} = \frac{L_0}{V_0}, \quad (3.1)$$

где L_0 – расстояние между пунктами ВСМ, км;

V_0 – конструктивная скорость движения высокоскоростного поезда между пунктами ВСМ, км/ч.

Разработка ПС для высокоскоростного движения относится к категории наиболее капиталоемких и технически сложных конструкторских работ. Высокоскоростные поезда, рассчитанные на движение со скоростью 250 км/ч, сейчас самостоятельно выпускают лишь семь стран: Япония, Франция, Германия, Италия, Канада, Китай и Швеция.

В рамках государственного визита Президента РК Н.Назарбаева в КНР в феврале 2011 года в Пекине подписан Меморандум о сотрудничестве в области строительства высокоскоростной железной дороги «Астана-Алматы» между АО «НК «КТЖ» и Министерством железных дорог КНР. Меморандум отражает намерения сторон совместно разработать технико-экономическое обоснование проекта строительства высокоскоростной железнодорожной линии между городами Астана и Алматы [76].

В рамках указанного визита состоялась презентация проекта строительства высокоскоростной железнодорожной магистрали «Астана-Алматы». Предполагается, что общая протяженность контактной сети с учетом промежуточных станции в городах Караганды и Балхаш – 1834 км, а скорость состава превысит 350 км/ч. Предполагается построить новую специальную магистраль, по опыту зарубежных магистралей ВСМ, соединяющую напрямую города Астана и Алматы.

Учитывая возможный пассажиропоток, ВСМ может быть однопутной с удлиненными двухпутными вставками, которые необходимо иметь в месте плановой остановки высокоскоростного поезда. Для удобства пассажиров необходимо иметь два электропоезда, которые за сутки будут иметь два круга каждый и при 8-вагонном исполнении ежедневно перевозить 3520 чел. в одном направлении, что вполне обеспечит существующую потребность. Суточный объем пассажирами составит 7040 пассажиров.

Для надежного сообщения между двумя столицами Казахстана (Астана-Алматы) в 2003 году был запущен скорый пассажирский поезд №1/2, состоящий из пассажирских вагонов, производства испанской фирмы «Тальго» [77]. Высказывались различные оценки этого мероприятия. Последующие годы эксплуатации доказали, что такой поезд необходим и востребован. Свидетельством тому является полная ежедневная распродажа всех билетов.

Данный поезд имеет значительные конструктивные отличия от ранее эксплуатируемых пассажирских вагонов: под вагонами нет привычных нам двухосных тележек, рессорное подвешивание – пневматическое, дисковые тормоза. Но самым главным отличием является облегченный кузов (из алюминиевого сплава) с подвеской на пневморессорах сверху.

Такая конструкция позволяет частично компенсировать непогашенные ускорения состава при движении его в кривых, которых на участке «Астана-Алматы» длиной 1322 км 669 штук, в их числе 381 кривая радиусом $R \leq 600$ м. Кроме того на участке имеются множество отдельных пунктов и переездов.

Даже такая конструкция вагонов позволила сократить время следования поезда между столицами только до 13 часов, на некоторых участках испытания определили скорость не более 80 и даже 70 км/час, таких участков насчитывается 87. Предельная скорость была определена 140 км/час, которая из-за большого

количества кривых малого радиуса могла быть реализована на очень ограниченном расстоянии. Таким образом максимальные скорости движения пока достигнуты лишь на 11% протяжения линии, хотя прямые участки пути имеют длину около 80% от всего протяжения [78]. Кроме того, поезд предназначен для эксплуатации на бесстыковом пути, а на эксплуатируемом участке такового насчитывается не более 25% от всего расстояния. При движении поезда по звеньевому пути теряется его комфортабельность для пассажиров и резко возрастают отказы колес вагонов. Характеристика участка железнодорожного пути «Астана-Алматы» отражена в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристика участка железнодорожного пути «Астана-Алматы»

Показатели	Ед. изм.	Астана-Мойынты	Мойынты-Чу	Чу-Алматы	Всего по направлению
1	2	3	4	5	6
Эксплуатационная длина	км	576,6	439,4	306	1322
В том числе: – в один путь	км	0	0	118,9	118,9
– в два пути	км	576,6	439,4	187,1	1203,1
Развернутая длина	км	1190,6	881,9	500,7	2573,2
Протяжение пути по типам рельсов: – Р-75	км	151,4	0	0	151,4
– Р-65	км	1038,6	881,9	500,3	2420,6
– Р-50	км	0,6	0,2	0,4	1,2
Протяжение станционных путей	км	473,4	153,8	228,4	855,6
Протяжение бесстыкового пути	км	244,9	668	85,3	998,2
Протяжение пути с 25 м рельсами	км	931,1	210,6	407,9	1549,6
Количество шпал: всего	т.шт.	2193,9	1632,4	908,1	4734,4
– деревянных	т.шт.	1728,8	385,4	746	2860,2
– железобетонных	т.шт.	465,1	1248	154,9	1868
Протяженность пути с эпюрой шпал	т.шт.	155,3	37,4	136	328,7
– 1600 шт/км	т.шт.	155,2	33,6	135,9	324,7
– 1840 шт/км	т.шт.	0,1	3,8	0,1	4
– 2000 шт/км	т.шт.				
Протяжение гл.пути по роду балл.: – асбест	км	15,2	0	0	15,2
– щебень и сорт.гравий	км	283	138	0	421
Протяжение кривых участков пути	км	121,8	213	0	334,8
Количество кривых:	км	600	298	310	1208
– 300-350 м		38,3	2,3	7/2,2	47,6/2,2
– 351-500 м		0,1	0,4	21/12,3	21/12,3
– 501-600 м		214/83,7	90/39,1	73/26,2	377/149

Продолжение таблицы 3.1

1	2	3	4	5	6
– 651-800 м		57/25,4	43/21	25/5,8	125/52,2

– 801-1000 м		137/45,5	45/27,8	66/37,9	248/111,2
– 1001-1200 м		41/20,5	39/33,2	42/9,9	122/63,6
– более 1200 м		151/51,7	81/46,5	76/20	308/118,2

Для вождения пассажирских поездов «Тулпар» сообщением «Алматы-Астана», скорость которого, в настоящее время, на отдельных участках составляет 130-135 км/час, были приобретены испанские вагоны «Тальго», а локомотив – это КZ-4А, изготовленный в КНР по техническим условиям АО «НК «ҚТЖ». Реализация конструкционной скорости электровоза, которая составляет 200 км/час, в настоящее время, не представляется возможным по техническому состоянию железнодорожного пути [79].

В Испании пассажирские поезда с вагонами «Тальго» со своими локомотивами обращаются со скоростью до 350 км/час, и для этого там уложены отдельно пути для скоростного движения [80, 81].

Для достижения таких результатов необходима модернизация существующего пути, а в перспективе строительство нового с укладкой рельсов бесстыкового исполнения [79, с. 57]. Скоростное пассажирское движение призвано изыскать возможность и найти пути решения новых конструктивных и технологических решения для железных дорог АО «НК «ҚТЖ».

Проблема оценки взаимодействия пути для скоростного движения и новых типов ПС для железных дорог страны весьма актуальна.

Имеющийся парк пассажирских вагонов не может справиться с поставленной задачей и поэтому было решено проработать вопрос об использовании пассажирских вагонов «Тальго», обладающих повышенным комфортом и уровнем безопасности, а также являющихся более экономичными и конкурентоспособными по сравнению с другими видами транспорта.

Фирма «Тальго» в 60-годы запатентовала ПСНКВ, представляющую собой наиболее простое решение проблемы увеличения скорости прохождения кривых и на классических железнодорожных линиях без их переустройства и без ухудшения комфорта пассажиров.

Пассажирские вагоны «Тальго», обладают целым рядом преимуществ перед другими вагонами, а именно:

- хорошими динамическими качествами и повышенным комфортом особенно при прохождении кривых участков пути, за счет применения ПСНКВ, основанной на маятниковом эффекте;
- пониженными величинами износов колес, за счет применения независимого вращения колес и радиальной установки колесных блоков в кривых;
- наличие автоматической системы перехода с одной колеи на другую и обратно;
- автономной системой жизнеобеспечения;
- централизованной системой контроля и управления системами и узлами вагонов в поезде.

Поэтому необходимо было установить, будут ли вагоны поезда «Тальго» обладать высокими технико-экономическими характеристиками в условиях

реальной эксплуатации железных дорог Казахстана и удовлетворять важнейшим показателям нормативам СНГ.

Регулярная эксплуатация пассажирских поездов «Тальго» представляет возможность казахстанским специалистам использовать опыт фирмы по техническому обслуживанию систем и узлов вагонов, с применением систем диагностирования и централизованного контроля за параметрами и характеристиками.

3.2 Регулирование наклона вагона при движении в кривых участках пути

3.2.1 Обзор современного состояния существующих систем наклона кузова вагонов

С ростом скоростей движения поездов значительно усложняется проблема компенсации центробежных усилий, возникающих при прохождении поездом кривых участков пути. При обычном, не скоростном движении поездов средством компенсации центробежных усилий является возвышение наружного рельса в кривых. Величина этого возвышения обратно пропорциональна радиусу кривой. Чтобы центробежные усилия в вагоне не превосходили определенных величин, скорость его движения в кривой строго регламентируется.

На многих железных дорогах мира наибольшее возвышение наружного рельса не превышает 150 мм, что бывает недостаточно для прохождения поездом кривых сравнительно малого радиуса с высокими скоростями. В таких случаях скоростные поезда вынуждены снижать скорость до уровня скорости обычных поездов. Для скоростных поездов, обращающихся на тех же участках пути, на которых эксплуатируются не скоростные поезда, возникает необходимость компенсации недостаточности возвышения наружного рельса в кривых, когда эти кривые преодолеваются с повышенными скоростями [79, с. 60].

Движение вагона в кривой со скоростью, превышающей допустимую по условиям существующего возвышения наружного рельса, приводит к ухудшению условий комфорта для пассажиров за счет действия чрезмерного центробежного ускорения, к перегрузке наружного рельса и даже к опасности опрокидывания поезда. Известно, что центробежное ускорение, переносимое пассажиром без ощущения неудобств, составляет около $0,65 \text{ м/сек}^2$. Это ускорение соответствует движению вагона по кривой, где недостаточность возвышения наружного рельса составляет около 100 мм.

Ликвидировать действие центробежной силы в кривой только увеличением возвышения наружного рельса на существующих путях практически невозможно, так как при прохождении по этим кривым обычных поездов, и тем более при их остановке, будет появляться недопустимый крен вагонов внутрь кривой [82].

На железных дорогах ряда стран предприняты попытки компенсировать (погасить) влияние чрезмерного центробежного ускорения, действующего на пассажиров, без увеличения возвышения наружного рельса [83].

Пассажирские вагоны, эксплуатируемые в Казахстане производства компании «Patentes Talgo S.A.» обладают традиционными характеристиками систем «Тальго» (легкость конструкции, направляемые оси с колесами независимого вращения, низкий центр тяжести, сочлененное соединение между вагонами) легкоподвижные вагоны, использование последних технологий и разработок специально для климатических и географических условий Республики Казахстан.

В поездах производства компании «Тальго» используется система вертикальной стабилизации кузова вагона по принципу естественного маятника. Это единственная в своем роде и достаточно простая система, основанная на подъеме удерживающей платформы пневмобаллонов подвески над центром тяжести кузовов. Система предназначена для уменьшения эффекта бокового непогашенного ускорения, влияющей на пассажиров поезда в момент прохождения кривых участков пути. Особое расположение тележек между вагонами используется для установки пары подвесок на высоте близкой к крыше, выше центра тяжести кузова. Таким образом, центробежная сила наклоняет вагон внутрь поворота. Результатом данного эффекта является достижение максимальной надежности, безопасности движения поездов и комфорта пассажиров [84].

Принцип действия системы основан на том, что центробежная сила, возникающая при движении в кривой, вызывает наклон кузова вагона. Отклонение кузова вагона в наружную сторону кривой происходит с помощью пневматических рессор. На рисунке 3.1 показан колесный блок.

Промежуточные вагоны имеют узел сочленения с опиранием на одну тележку. Рама тележки представляет сварную конструкцию, по концам которой расположены вилкообразные проемы. В проемах установлены колеса, которые не связаны единой осью, как у обычной колесной пары. Оси, на которых запрессованы ступицы колес, по обоим концам имеют буксовые узлы.

Над обоими вилкообразными концами рамы прикреплены на болтах колонки цилиндрической формы, на которых сверху установлены пневмобаллоны, выполняющие роль одноступенчатого рессорного подвешивания кузова. Расположенные под самой крышей кузова специальные кронштейны опираются на эти пневморессоры. Плоскость опирания кузова на рессоры значительно выше его центра тяжести. Поэтому при движении вагона по кривым под действием центробежной силы кузов наклонится внутрь кривой по принципу маятника, компенсируя тем самым действие центробежной силы. Кроме того, вагоны оборудованы устройством для установки осей колес в радиальном направлении при движении по кривым участкам пути [85].

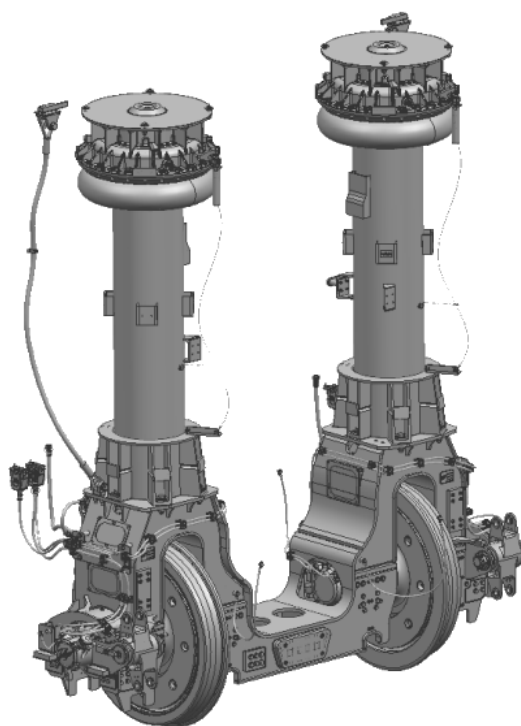


Рисунок 3.1 – Колесный блок

Основные параметры пневматической рессоры:

- рабочее давление – 3 бар;
- объем баллона – 42 л;
- объем дополнительного резервуара – 36 л;
- размеры пневморессоры – 695×278 мм;
- размер оболочки – 695×188 мм;
- эффективный диаметр – 548 мм;
- эффективная площадь – 2360 мм²;
- диаметр пневматического дросселя – 16 мм.

В работах отечественных авторов [79, с. 65; 85, с. 229] подробно показано, что демпфирование вертикальных колебаний осуществляется за счет эффекта пневмодросселирования. Гашение продольных и поперечных колебаний кузовов производится гидравлическими амортизаторами, связывающими кузова сочлененных вагонов.

Поезда «Тальго» с ПСНКВ можно рассматривать как подвешенный маятник, совершающий колебательные движения против действию силы упругости рессор.

По мнению некоторых авторов «активные системы, т.е. такие, которые имеют специальный привод наклона, менее надежны, чем пассивные, используемые в поездах «Тальго». Более того, некоторые узлы пассивной системы, расположенные иначе, используются в вагонах с обычными, ненаклоняемыми кузовами. ПСНКВ в поездах «Тальго» позволяет отказаться от дорогостоящих высокоточных систем измерения поперечных ускорений и привода, осуществляющего АСНКВ. Она не требует дополнительных затрат на техническое обслуживание и не потребляет энергии» [79, с. 73].

Принцип действия системы наклона кузова основан на том, что центробежная сила, возникающая при движении в кривой, вызывает наклон кузова вагона. В соответствии с рисунком 3.2, отклонение кузова вагона в наружную сторону кривой происходит с помощью пневматических рессор, расположенных выше центра тяжести кузова вагона.



F_{ZF} – поперечная сила, действующая параллельно полу вагона; F_{ZG} – то же, параллельно уровню головок рельсов; F_{ZH} – то же, параллельно горизонтали; F_G – сила тяжести

Рисунок 3.2 – Кинематика системы наклона кузова поезда «Тальго»

При проходе состава по криволинейному пути его кузов произвольно начинает поворачиваться вокруг условной оси вращения, проходящей по направлению движения поезда. Сжатие пневморессор с внутренней стороны кривой происходит в соответствии с законом прогрессии. ПСНКВ настраивается таким образом: при некомпенсированном боковом ускорении поворачивается на максимально эффективной угол наклона относительно уровня поверхности рельса.

Действующее в плоскости рельсового полотна квазистатическое поперечное ускорение (равное $1,5 \text{ м/с}^2$) остается лишь одна его составляющая, представляющая собой боковое ускорение, действующее в плоскости пола вагона, не превышающее 1 м/с^2 . Таким образом, поперечное ускорение полностью не компенсируется, а лишь уменьшается до уровня, допустимого в обычных поездах при движении в кривой и спокойно воспринимаемого пассажирами.

Преимущество системы заключается в том, что пассажир может установить внутреннюю взаимосвязь между наблюдаемым явлением (движением в кривой) и возникающими при этом ощущениями. Благодаря этому у него не возникает отрицательных реакций.

На многих модернизированных линиях обеспечено снижение квазистатического поперечного ускорения в плоскости уровня поверхности рельса до 1,5 м/с. Кроме того, требования Talgo Pendular к положению пути намного ниже, чем поездов с АСНКВ. Отсюда следует, что применение поездов «Тальго» с ПСНКВ позволяет экономить средства, затрачиваемые на строительство новых и модернизацию существующих линий, а также на текущее содержание пути.

К тому же, поезда «Тальго» с одноосными тележками с радиальным расположением колесных пар оказывают оптимальное воздействие на путь. Использование подобного ходового механизма подвижного состава на криволинейных участках пути обеспечивает расположение колес параллельно рельсам. Результатом этого являются плавность хода при минимальном износе колес и рельсов и высокий уровень безопасности в отношении схода с рельсов.

При движении поезда в кривой пассажиры испытывают воздействие центробежной силы. Кроме того, на пассажиров постоянно действует гравитационное ускорение, направленное вертикально вниз [86].

В общем случае при движении поезда в кривой с постоянной скоростью на тело пассажира действует центробежная сила, которая рассчитывается по известной формуле wr^2/g . Видно, что при постоянной скорости, чем меньше радиус кривой, тем больше центробежная сила. Так, при увеличении скорости на 25 % центробежная сила возрастает на 56 %. Влияние указанных сил на пассажиров определяют по величине создаваемых ими ускорений. Гравитационное ускорение g , направленное вертикально вниз, действует постоянно и воспринимается человеком привычно через собственную массу. Центробежное поперечное ускорение, направленное наружу кривой, зависит от величины центробежной силы и при достаточной величине может вызвать неприятные ощущения [79, с. 68]. Можно привести аналогию с продольным ускорением, которое пассажиры чувствуют, например, при разгоне или торможении поезда. В современном подвижном составе продольное ускорение обычно составляет $0,7 \div 1,0 \text{ м/с}^2$, что, если выразить его через гравитационное ускорение, примерно равно $(0,07 \div 0,1)g$.

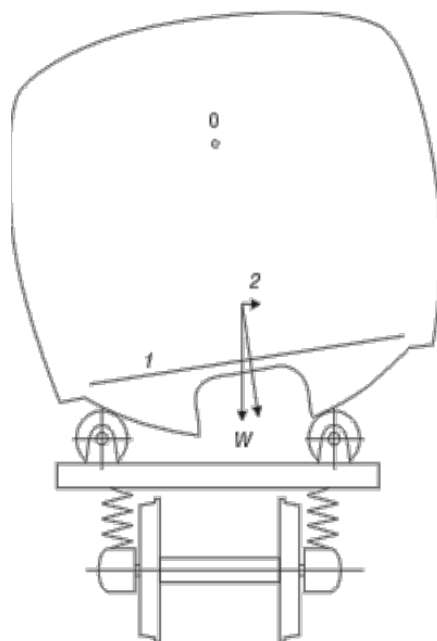
3.2.2 Особенности пассивной и активной системы наклона кузова вагона

Системы наклона кузовов различаются по сложности исполнению в зависимости от условий эксплуатации и запросов заказчиков. Пассивные системы наклона кузова вагона (далее – ПСНКВ) по конструкции проще и, как следствие дешевле. При применении такой системы кузов вагона «подвешивается» по принципу маятника и при входе в криволинейную путь центробежная сила начинает отклонять кузов к наружной стороне пути. Значение угла наклона по отношению к вертикали зависит от радиуса поворота и скорости движения состава. Наклон кузова вагона обеспечивается при расположении его центра тяжести ниже точек опирания. Поезда испанской компании «Тальго» является примером ПСНКВ. Кузов здесь опирается на пневморессоры второй ступени подвешивания, расположенные на стойках, вертикально закрепленных на одноосных тележках, общих для двух смежных сочлененных вагонов, на

уровне, близком к крыше. Сжатие баллона, находящегося с внутренней стороны кривой, позволяет кузову отклониться наружу [79, с. 70].

Японские конструкторы применили ПСНКВ массово на электропоездах серии 381. «В этой системе использован иной принцип: кузов опирается на поперечные балки тележек, покоящиеся на пружинах второй ступени подвешивания, через пары роликов, перекачиваясь по которым он имеет возможность поворачиваться вокруг горизонтальной продольной оси» [79, с. 71].

Типичный пример ПСНКВ показан в виде схемы на рисунке 3.3 [87].



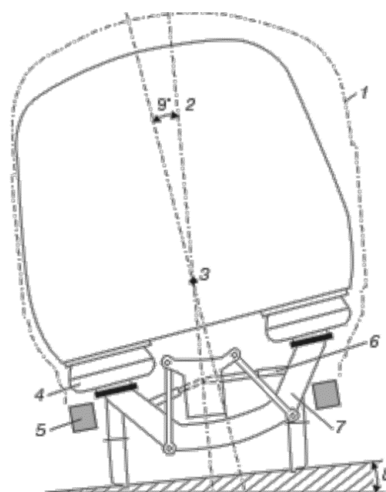
1 – уровень пола кузова; 2 – направление центробежной силы

Рисунок 3.3 – Структурная схема электропоезда серии 381 с ПСНКВ

К.С. Мустапаев в исследованиях приводит, что «пассивные системы скорее воспринимают, чем преобразуют действующие в кривой силы» [79, с. 72].

Согласно исследованиям Бржезовского А.М. и Омеляненко В.И. «они позволяют обеспечить наклон кузова на небольшой угол, обычно 3-4°, и могут компенсировать до 45 % поперечного ускорения (к примеру, поезд Talgo). Однако большой угол наклона позволяет в большей мере повысить скорость прохождения кривых, но это достижимо только с помощью активных (принудительных) систем наклона. Уже активные системы наклона первого поколения существенно продвинули решение проблемы: у британского экспериментального электропоезда ART угол наклона доведен до 9°, а у итальянских поездов семейства Pendolino до 10,5° [88, 89]. Такие углы обеспечиваются применением системы домкратов с приводными устройствами, воздействующими на кузов вагона и принудительно поворачивающими его относительно продольной оси. При этом перемещение кузова в поперечном направлении происходит по определенной дуге так, чтобы он не выходил за пределы габарита ПС. Для этого необходимо обеспечить опирание кузова на тележки через касающиеся промежуточные элементы.

Примером классической активной системы наклона кузова вагона (далее – АСНКВ) служит поезд АРТ, приведенный на рисунке 3.4.



1 – габарит кузова вагона; 2 – угол наклона кузова между вертикальной осью и осью наклона 3; 4 – пневморессор; 5 – рама тележки; 6 – домкрат для наклона кузова; 7 – балка тележки

Рисунок 3.4 – Схема поезда с АСНКВ

Здесь изогнутая люлочная балка подвешена к поперечной балке тележки через угловые качающиеся подвески, а домкраты наклона смещают ее в поперечном направлении вместе с кузовом, причем пневматические рессоры второй ступени подвешивания расположены между люлочной балкой и кузовом, что позволяет им работать независимо от наклона кузова.

Подобная конфигурации системы наклона применена на шведском поезде Х2000 компании АSEA (теперь Adtranz), канадском LRC компании Bombardier и позднее на поездах, заказанных компанией-оператором Virgin для магистрали Западного побережья Великобритании и оснащенных тележками Fiat-SIG. В электропоездах ЕТР 450 первого поколения Pendolino компания Fiat применила иную систему, которая показана на рисунке 3.5.

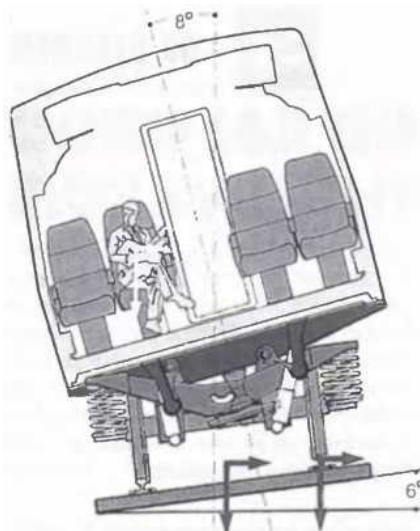


Рисунок 3.5 – Система наклона кузова вагона электропоезда серии ЕТР 450

Здесь поперечная балка тележки опирается на винтовые пружины второй ступени подвешивания, а кузов вагона подвешен к ней через качающиеся подвески. Длинноходовые домкраты наклона установлены вертикально, их нижние концы закреплены на поперечной балке, а верхние прикреплены к кузову вагона на уровне крыши. При выдвигании штоков домкратов с одной стороны и втягивания с другой кузов и поворачивается относительно продольной оси.

3.3 Разработка механизма поворота кузова вагона для компенсации его наклонного положения при проходе кривых на высоких скоростях

3.3.1 Техническое решение по обеспечению поворота кузова вагона

Существующая конструкция железной дороги для уменьшения действия центробежных сил пассажирам построена таким образом, чтобы на криволинейных участках пути были уклоны наружного рельса на определенную величину. Вместе с тем такие уклоны могут компенсировать возникающие центробежные силы только до определенной невысокой скорости.

Увеличение скорости движения состава пропорционально увеличивает действующие боковые силы по отношению к направлению его движения, что не совсем приятно действуют на пассажиров в период перехода через криволинейный участок пути.

Вагон с избыточной центробежной силой при движении по кривому участку начинает наклоняться во внешнюю сторону по отношению к кривизне поворота, что в результате неправильного наклона кузова пассажиры чувствуют дискомфорт, а также происходит нежелательное превышение заданного профиля движения корпуса в «неправильном» сечении кузова вагона.

В данном случае необходимо регулировать положение кузова вагона в обратном направлении для того, чтобы величина воздействующей на пассажиров избыточной центробежной силы стала незначительной.

При этом важно, чтобы нагрузки на путь от скоростного поезда не были чрезвычайно высоки и не привели бы к резкому росту эксплуатационных расходов на поддержание исправного состояния пути. Это значит, что вагону рельсового транспортного средства для осуществления повышенных дуговых скоростей надо придать наклонное положение, направленное внутрь дуги.

«По известному уровню техники до сих пор пользовались для этого двумя режимами работы: либо применяли АСНКВ, по которой вагону рельсового транспортного средства с помощью управляющих и исполнительных элементов придавали крен относительно горизонтальной продольной оси на соответствующий угол внутрь дуги поворота, либо применяли ПСНКВ, по которой вагон рельсового транспортного средства подвешен с возможностью качания наподобие маятника, и продольная ось направленного внутрь дуги движения крена всегда находится выше центра тяжести транспортного средства» [90].

Каждый из указанных способов наклона кузова вагона при движении в кривой участке пути имеют свои недостатки: при применении ПСНКВ угол наклона поворота кузова получится небольшим; при применении АСНКВ можно достичь желаемого угла наклона, при этом в зависимости от вида используемых системы управления и механизма поворота могут быть затратными. Для обоих способов общим является недостаток, при котором в зависимости от расположения полюса поворота вагона его габаритные размеры являются неодинаковыми.

Некоторые исследователи считают, что «недостатками такой конструкции являются ее высокая сложность и высокая стоимость, низкая технологичность при изготовлении и низкая экономическая эффективность при эксплуатации из-за индивидуальной настройки системы управления этим устройством каждого вагона на каждый конкретный участок железнодорожного пути в прямом и обратном направлениях без сходов с маршрута. Кроме того, в устройстве применены гидравлический цилиндр и гидравлический распределитель, которые требуют для своего функционирования наличия на локомотиве дополнительной гидравлической системы, которая обычно на локомотивах отсутствует и потребует дополнительных затрат энергии и затрат на ее обслуживание. Устройство не использует для привода устройства существующие в локомотиве системы (например, тормозную)» [91].

При использовании ПСНКВ, по сравнению с АСНКВ, затраты существенно уменьшаются, но и значение угла наклона для обеспечения компенсации значительно меньше.

В этой связи автором предлагается способ, заключающийся в объединении преимуществ обеих указанных систем на примере двухтележечного четырехосного пассажирского вагона с кузовом 1-ВМ (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6 – Пассажирский вагон с кузовом 1-ВМ

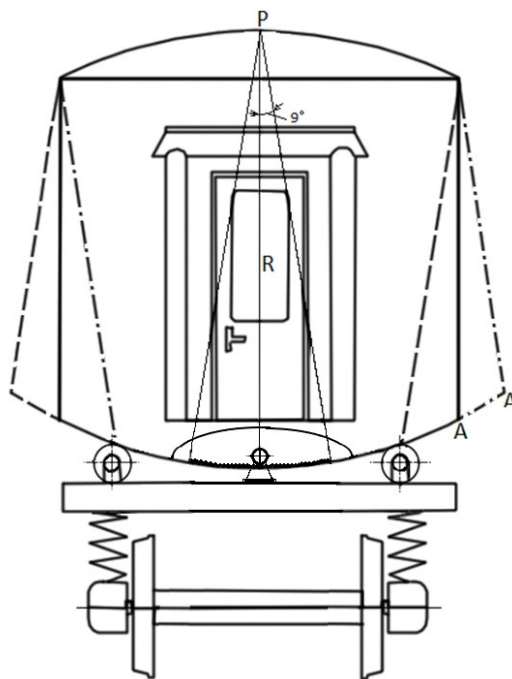
Достигается это согласно следующему подходу.

К пассивной системе, изображенной на рисунке 3.3, накладываются элементы АСНКВ, в совокупности которые составляют регулятор наклона с помощью зубчатого механизма при движении по криволинейному пути. Механизм поворота регулирует стремление кузова вагона наклониться в наружную сторону

по отношению к дуге поворота, преобразуя в наклон во внутреннюю сторону дуги поворота. При этом данный подход использует широко известные механизмы и элементы для обеспечения указанного движения. Зубчатые передачи широко применяются во многих механизмах и машинах. К преимуществам зубчатых передач относятся: их компактность, легкость обслуживания, долговечность и надежность, постоянство передаточного числа. Из-за этого среди других механических передач широкое распространение получили зубчатые передачи.

С учетом того, что радиус окружности дуги, прикрепляемой на основании вагона равняется его высоте и радиус зубчатого колеса, вращающего вагон в нужном направлении значительно меньше её, то в расчетах можно применить подход для зубчато-реечной передачи с внутренним зацеплением, преобразующей вращательное движение в поступательное.

Зубчато-реечная передача служит для преобразования вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки или вала самой шестерни зубчатого колеса. Расчет реечной передачи, по сути, аналогичен расчету зубчатой цилиндрической передачи. С математической точки зрения рейка – это зубчатое колесо с радиусом равным бесконечности. В частности, для пассажирского вагона с кузовом 1-ВМ высота от полюса до основания составляет 3250 мм (рисунок 3.7), которая является радиусом дуги окружности R , что более 30 раз превышает радиуса зубчатого колеса (если принять радиус примерно равным 100 мм). В этой связи применение модели зубчато-реечной передачи для выбора и обоснования деталей и узлов механизма поворота кузова вагона с определением материалов для их изготовления является обоснованным.



P – полюс вагона (верхняя точка вагона); R – радиус окружности вращения вагона (высота от полюса до основания)

Рисунок 3.7 – Пассажирский вагон с компенсатором крена

При относительно невысоких скоростях вращения применяются зубчатые колёса с прямыми зубьями в открытых передачах.

При этом окружные скорости для высокоточных прямозубых передач составляют до 15 м/сек. Такие передачи являются наиболее рациональными и применяются для передачи мощностей до десятков тысяч кВт, что могут обеспечить вращения вагонов при прохождении кривых для компенсации крена до необходимого угла.

В данном случае при угле крена, равным 9° , крайняя внешняя точка А рамы вагона перемещается примерно на 0,52 м и переходит в положение А'. Соответственно требуемая окружная скорость прямозубых передач не превысит 0,25 м/сек.

Для этого компенсаторы крена в виде зубчатого механизма устанавливаются на раме каждой тележки и размещаются между кузовом вагона. Соответственно для двухтележечного кузова вагона 1-ВМ данный механизм устанавливается в двух местах. Вращательное движение зубчатого механизма приводится с помощью индивидуального электрического серводвигателя. Сигналы управления поступают серводвигателям из общего блока управления, где они образуются вычислением таких параметров как скорость движения поезда, длина состава, радиус кривой и величина возвышения насыпи для обеспечения определенного угла наклона наружному рельсу.

Первые два параметра закладываются в систему управления перед началом движения, а последние два – хранятся в базе данных железнодорожных маршрутов, где каждый участок пути (раздельные пункты, кривые, переезды) с геометрическими характеристиками заранее определены и заложены. При движении поезда установленная навигационная система управляет серводвигателями вагонов, а также в процессе движения состава постоянно корректируется с помощью GPS сигналов.

Принцип работы предлагаемой системы таков: железнодорожный состав с системой управления положения вагонов относительно тележек и вертикальной оси в поперечном направлении пути, при переходе через криволинейный участок пути работает следующим образом: машинист локомотива пассажирского поезда производит пуск локомотива и перед посадкой пассажиров проверяет исправность всей системы: вручную задает угол наклона (к примеру, 3°) и включает механизмы поворота всех вагонов состава, сперва в одну сторону, потом возвращает в исходное положение; аналогично в другую сторону. При этом на сервоприводы каждой тележки подаётся напряжение, от которого они занимают необходимые положения: при перпендикулярном положении вагона относительно железнодорожного полотна – регулятор наклона находится в нулевом состоянии; при отклонении положения вагона относительно вертикали, опущенного от полюса вагона – регулятор наклона начинает вращать вагон в противоположном направлении, т.е. в сторону центра кривой. При этом серводвигатели начинают вращать и создавать крутящие моменты, которые приводными шестернями передаются на дугообразное колесо, закреплённые на

основании вагонов. Перед отправкой состава по маршруту машинист ставит в автоматический режим работы.

При входе железнодорожного состава в криволинейный участок пути на серводвигатели первого вагона поступает сигнал, характеризующий кинематические параметры подвижного состава и статические параметры участка пути, преобразуемый на оптимальный угол крена и скорость вращения дугообразного колеса. При этом в случае двухтележного вагона оба серводвигателя, размещенные на каждой тележке, вращаются синхронно, т.е. принимают одинаковый сигнал.

Серводвигатели механизма поворота кузова вагона в своей системе управления имеет микропроцессор со встроенным устройством самоконтроля, которое определяет любые сбои и неисправности и принимает необходимые меры для обеспечения безопасного функционирования. Конструкция представляет собой электродвигатель, блок автоматического управления, передаточный механизм – электронный аварийный блок и электромеханический замок, находящиеся на несущей балке привода. Привод при помощи ведущей шестерни приводит в движение рейку, т.е. кузов вагона начинает поворачиваться.

Аналогичным образом работают и остальные сервоприводы, вращающие кузов вагонов: с момента их входа в криволинейный участок пути до выхода из него.

Перед началом выхода вагона из криволинейного участка пути возвращающий момент сервоприводов первых двух тележек первого вагона, начинает возвращать вагон в вертикальное положение.

В совокупности все указанные движения приводят к автоматическому регулированию наклона кузовов вагонов пассажирских поездов при его движении на криволинейном участке пути. В частности, обеспечивается наиболее подходящее положение кузова вагона вместо максимального наклона, способствующего опрокидыванию. При создании такого благоприятного условия как для вагонов, так и пассажиров, появляется возможность увеличения скорости передвижения поезда в целом на таких участках. В результате этого снижается боковое давление гребней колес на рельсы; снижаются боковые динамические нагрузки, оказываемые отрицательное воздействие на единую систему «вагон-тележка-колесо-рельс»; снижается сопротивление движению железнодорожного состава при движении на криволинейном участке пути; снижаются износы колес, рельсов и других частей; увеличиваются пробеги вагонов; снижается расход топлива или электроэнергии; снижаются затраты на эксплуатацию и ремонт, и самое главное – снижается отрицательное воздействие на самочувствие пассажиров.

При этом необходимо в теоретических расчетах учитывать также критерий минимальной длины переходной кривой, как это указано в работе Ауесбаева Е.Т. [92] и устанавливать зависимости указанных параметров друг от друга (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Зависимость скорости поезда от геометрических параметров железнодорожной пути

Параметры	Значения					
	115	120	120	130	135	140
Скорость поезда, км/ч	115	120	120	130	135	140
Радиус круговой кривой, м	600	800	1000	1200	1500	2000
Возвышение наружного рельса, мм	150	110	70	40	30	10
Минимальная длина переходной кривой, м	100	80	70	40	30	0

С учетом указанных закономерностей можно рассчитать конкретный пример перемещения ПС в кривой. Примем «наихудшие» начальные условия:

- скорость поезда – 100 км/ч;
- радиус круговой кривой – 500 м.

При таких условиях локомотив заходит в кривую (в точке А) и выходит из неё (в точке В) примерно за одну минуту (56 сек) (рисунок 3.8). Максимальная длина дуги \overline{AB} равна 1570 м. При включении в состав 30 вагонов длина равняется 735 м, и в таком случае состав полностью выйдет из криволинейного участка пути за 83 сек.

В целях повышения комфортабельности в качательных движениях в отношении продольной оси и при низком расположении полюса поворота, регулятор наклона кузова можно предусмотреть дополнительные поперечные пружины, располагая их в системе рессорного подвешивания вагона. Привод механизма поворота имеет командо-аппараты, ограничивающие предельные углы наклона.

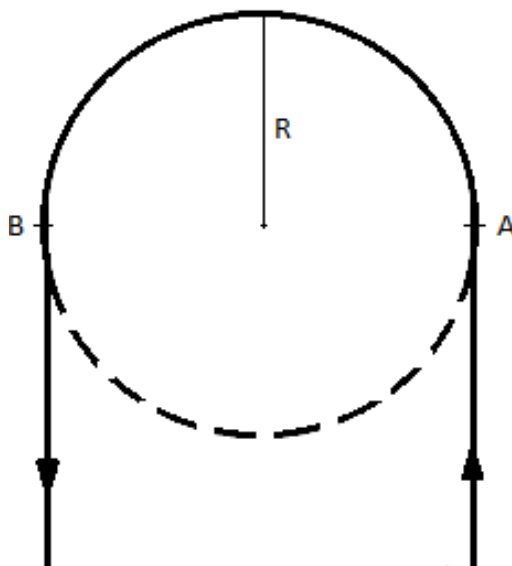


Рисунок 3.8 – Схема передвижения ПС в кривой с радиусом $R=500$ м

Наряду с этим, поперечные пружины обеспечивают обмен энергией и демпфирование движения наклона, и свободно крутящиеся относительно собственных осей два роликовых колеса позволяют «альтернативно или

кумулятивно осуществлять интегральное продольное увеличение, а также вертикальную аварийную опору/предохранение от подъема и зависящее от скорости ограничение поперечного люфта вагона при прохождении кривых» [90, с. 5].

Для этого роликовые колеса изготавливают с резиновыми бандажами либо по специальной форме с направляющими, которые обеспечивают необходимый продольный люфт и потребные жесткости в продольном направлении.

При этом свободного продольного люфта и потребных жесткостей в продольном направлении достигают либо соответствующим выполнением направляющих поверхностей для двух колес с резиновыми подушками, или/и за счет специальной формы соответствующей области направляющих.

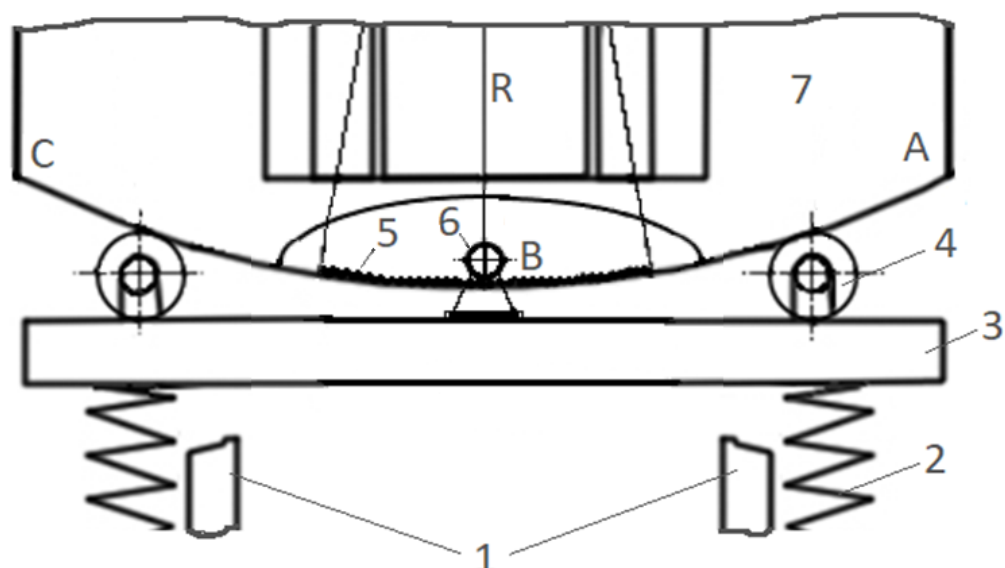
Таким образом, предлагаемый подход с использованием компенсатора крена позволит увеличить скорость прохождения пассажирских поездов с вагонами типа 1-ВМ за счет увеличения угла наклона рамы вагона внутрь дуги поворота, что в конечном счете разрешит проблему с увеличением скорости пассажирских перевозок.

3.3.2 Расчет механизма поворота кузова вагона

Для расчета механизма поворота кузова вагона – регулятора наклона вращающийся вагон примем за часть цилиндрического тела, диаметром 6,5 м и длиной 23,6 м (равной длине вагона по кузову). При этом диаметр виртуального колеса с зубчатым венцом равняется $2R=6,5$ м.

Конструкция регулятора наклона (рисунок 3.9) состоит из части цилиндрического корпуса – кузова вагона 7 в виде дуги \overline{ABC} , опирающийся через бандажи на опорные ролики 4. Корпус имеет возможность наклона до 9^0 и вращается со скоростью $0,5 \div 1,2$ об/мин. Привод механизма поворота состоит из электродвигателя и редуктора (на рисунке не указаны), подвенцовой шестерни 6 и дугообразной венцовой рейки 5.

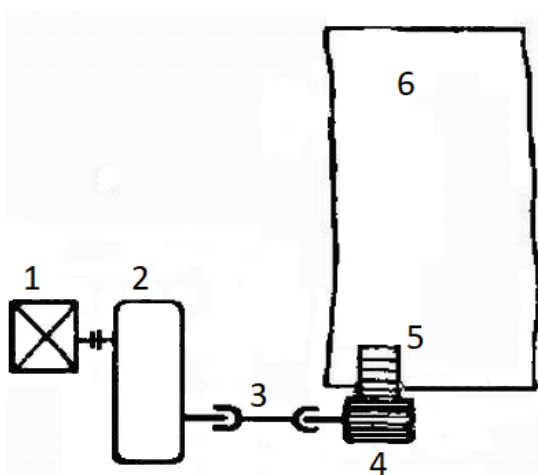
В середине тележек в продольной плоскости устанавливается пара опорных роликов (вертикально), на которые опираются бандажи, установленные на основании кузова вагона. Ролики обеспечивают устойчивое положение вагона в состоянии покоя, а также его свободное вращение при крене (по часовой или против часовой).



1 – колесная пара; 2 – рессорное подвешивание; 3 – рама тележки; 4 – опорные ролики; 5 – дугообразная венцовая рейка; 6 – подвенцовая шестерня; 7 – кузов вагона

Рисунок 3.9 – Кинематическая схема регулятора наклона

Кузов вагона получает вращение от электродвигателя через редуктор. Структурная схема привода механизма поворота кузова вагона приведена на рисунке 3.10. Электродвигатель 1 через редуктор 2 и универсальный шпindel 3 приводит во вращение ведущую шестерню 4. Она входит в зацепление с ведомой венцовой рейкой 5, жестко прикрепленной на основание корпуса, и приводит во вращение кузов вагона 6.



1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – шпindel; 4 – ведущая шестерня; 5 – венцовая шестерня; 6 – кузов вагона

Рисунок 3.10 – Кинематическая схема механизма поворота кузова вагона

Опорно-поворотная часть вагона состоит из опорных бандажей (4 секции), соединенных друг с другом и кузовом вагона. Цилиндрическая часть вагона

опоясана по краям двумя бандажами, которые опираются на ролики, заключенные в двух обоймах. Роликовые обоймы упираются на две дугообразные направляющие опоры, закрепленные на раме тележки.

На опорных металлических конструкциях смонтированы буферные устройства, ограничивающие обратный ход кузова, стопорное устройство для фиксации кузова при ремонтах и смене составляющих механизма поворота. Имеются защитные кожухи для защиты роликовых обойм от попадания посторонних предметов и грязи. Для ограничения поворота применяют пружинный и (или) гидравлический демпферы.

В качестве механизма поворота объемного и тяжелого оборудования наиболее широко используют реечный механизм с электроприводом. К примеру, чугуновозы для хранения и транспортирования жидкого чугуна, вместимостью 140 т или передвижные миксеры большой емкости (до 600 т); вращающаяся печь сухого способа производства цементных смесей и т.п.

В механизме два узла: приводной и реечный. Они соединены промежуточным валом с зубчатыми муфтами. Приводной узел состоит из реверсивного электродвигателя, двухступенчатого редуктора и двух тормозов. Приводная шестерня смонтирована в качающихся обоймах. Рейки верхними концами шарнирно соединены с проушинами на кузове вагона. Привод поворотного механизма установлен на раме тележки, расположенной под вагоном. Электродвигатель и редуктор расположены в стороне в безопасном месте для удобства обслуживания и ремонта.

При аварии механизма поворота или прекращении подачи электроэнергии повернутый вагон сам возвращается в исходное положение, так как его центр тяжести расположен ниже середины кузова (более 1625 мм ниже оси вращения).

Привод механизма поворота имеет командо-аппараты, ограничивающие предельные углы наклона.

Общий расчет механизма поворота заключается в определении нагрузок на роликовые опоры поворотной части подвижного состава, в определении сопротивлений вращению, выборе двигателя, редуктора, муфт, тормоза и расчете конечного звена передачи – зубчатой.

В целях определения нагрузок на роликовые опоры поворотной части подвижного состава необходимо установить максимальный вес вагона (без учета веса тележек). Для пассажирских вагонов принимают общий вес равным от 47 до 62 тс в зависимости от типа и вместимости людей (см. таблицу 3.3) [93]. Выберем максимальный вес по наибольшему числу мест – 62 тс, прибавляем также нагрузку от пассажиров, ручной клади и снаряжения – 5 тс. Следовательно, брутто вагона, состоящее из собственной массы вагона, включая полезную нагрузку (массу пассажиров с багажом) [94], принимаем равным 67 тс.

Таблица 3.3 – Краткие технические характеристики вагонов

Тип	Тара, т	Длина, м		Высота, м
-----	---------	----------	--	-----------

	вагона	одной тележки	по осям автосцепки	по кузову	Ширина снаружи (без гофр), м	от головки рельсов	от основания вагона
Вагон пассажирский 4-ный международного сообщения на 19 мест	55,0	7,0	24,5	23,6	2,93	4,38	3,25
То же на 16, 18 и 32 места	59, 62	8,0	24,5	23,6	2,85	4,23	3,25
Вагон пассажирский жестко-мягкий купированный	52-55	6,6	24,5	23,6	3,06	4,36	3,25
Вагон пассажирский некупированный	54,0	8,0	24,5	23,6	3,11	4,38	3,25
Вагон пассажирский для сидения	47-51	6,6	24,5	23,6	3,11	4,38	3,25

Суммарное статическое сопротивление вращению кузова вагона равно сумме сопротивлений от трений в опорных колесах W_1 , уклона пути W_2 и ветровой нагрузки W_3 :

$$W = W_1 + W_2 + W_3. \quad (3.2)$$

Сопротивление в зависимости от сил трения

$$W_1 = (G + Q)\omega_0 = (G + Q) \frac{fd+2k}{D}, \quad (3.3)$$

где $G + Q$ – вес вагона и его содержимого;

ω_0 – коэффициент сопротивления движению опорных роликов;

f – коэффициент трения в подшипниках;

d – диаметр подшипников опорных роликов (для подшипников качения условно принимают диаметр цапфы вала);

k – коэффициент трения качения опорного ролика по бандажу кузова вагона;

D – диаметр опорного ролика.

Коэффициент трения качения опорного ролика по бандажу кузова вагона k зависит от материала, из которого изготовлено опорный ролик, контакта с бандажом (линейный или точечный) и диаметра ролика.

Сопротивление вращению механизма от уклона пути

$$W_2 = (G + Q) \alpha_y, \quad (3.4)$$

где α_y – угол наклона пути.

Сопротивление от ветровой нагрузки W_3 определяется как сумма средней

W_m и пульсационной W_p составляющей. Нормативная величина средней составляющей ветровой нагрузки:

$$W_m = W_0 \cdot k \cdot c, \quad (3.5)$$

где W_0 – нормативное значение ветрового давления;

k – коэффициент, учитывающий изменение ветрового давления по высоте;

c – аэродинамический коэффициент.

$W_0 = 0,5\rho \cdot v^2$ – скоростной напор ветра на высоте до 10 метров над поверхностью земли (см. таблицу 3.4); v – скорость ветра; ρ – плотность воздуха (1,23 кг/м³).

Таблица 3.4 – Скоростной напор ветра W_0 в зависимости от скорости ветра v для различных регионов

Параметры	Регионы						
	1	2	3	4	5	6	7
Скорость ветра v , м/с	21	24	27	30	33	37	40
Скоростной напор W_0 , Па	270	350	450	550	700	850	1000

Для расчета максимального значения скоростного напора ветра W_0 выбирается 5 регион, присущий для ветряной части Казахстана.

Сила давления ветра может действовать на вагоны на стоянке и при движении и прилагается в середину боковой поверхности кузова. Совместное действие силы ветра и центробежной силы образует боковую нагрузку, действующую перпендикулярно продольной плоскости вагона. Боковая нагрузка дает вертикальные составляющие на боковые балки рамы вагона, рамы тележки, рессорные комплекты, буксы и шейки оси, колеса.

Аэродинамический коэффициент c (или коэффициент лобового сопротивления конструкции подвижного состава) и коэффициент k , учитывающий изменение давления ветра по высоте и тип местности, определяют по табличным значениям.

При определении пульсационной составляющей ветровой нагрузки учитываются собственные формы и частоты колебаний подвижного состава.

Пульсационная составляющая ветровой нагрузки в общем случае (динамический анализ) определяется по формуле (3.6):

$$W_p = m \cdot \xi \cdot \psi \cdot y, \quad (3.6)$$

где m – масса вагона на уровне z , отнесенная к площади поверхности, к которой приложена ветровая нагрузка;

ξ – коэффициент динамичности (зависит от линейной частоты колебаний $f = \omega/2\pi$).

Форма колебаний с круговой частотой:

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{\sum_{k=1}^r M_k \cdot y_k^2 / y_{1r}}},$$

где y – горизонтальное перемещение на уровне z по форме собственных колебаний;

ψ – коэффициент, определяется по формуле:

$$\psi = \frac{\sum_{k=1}^r y_k \cdot W_{pk}}{\sum_{k=1}^r y_k^2 \cdot M_k},$$

где M_k – масса k -го участка вагона;

y_k – горизонтальное перемещение центра k -го участка (ордината формы колебаний);

W_{pk} – равнодействующая пульсационной составляющей ветровой нагрузки на k -й участок:

$$W_{pk} = W_m \cdot \zeta \cdot v, \quad (3.7)$$

где ζ – коэффициент пульсаций давления ветра на уровне z ;

v – коэффициент пространственной корреляции пульсаций давления ветра.

Статический момент сопротивления вращению кузова вагона на опорных роликах:

$$M_{ст} = (G + Q) \omega_0 \frac{D_0}{2}, \quad (3.8)$$

где D_0 – диаметр поворота опорного основания вагона.

Здесь $\omega_0 = (fd + 2k) \frac{k_p}{D}$, где входящие в формулу величины относятся к опорным роликам, $k_p = 1,5$ и $2,5$ – соответственно для конических и цилиндрических роликов.

Ветровую нагрузку, действующую на кузов и тележку с интенсивностью $0,5 \text{ кН/м}^2$ на площадь вертикальной проекции кузова и тележек, учитывают только при расчетах на устойчивость от опрокидывания. Прикладывают ветровую нагрузку в центрах площадей боковой проекции кузова и тележек [94].

Привод механизма поворота развивает крутящий момент, равный сумме моментов от веса кузова вагона, веса пассажиров, багажа и снаряжения, веса подвижных роликовых обойм, от сил трения в роликовых опорах и динамических моментов в период неустановившегося движения привода. Также в расчетах необходимо учитывать ветровую нагрузку, оказываемую на кузов вагона.

Для нахождения мощности электродвигателя определяют также динамический момент от сил инерции вращающихся масс в период пуска привода.

Определение мощности и типа электродвигателя осуществляется в зависимости от характера нагрузки на его валу и режимом работы.

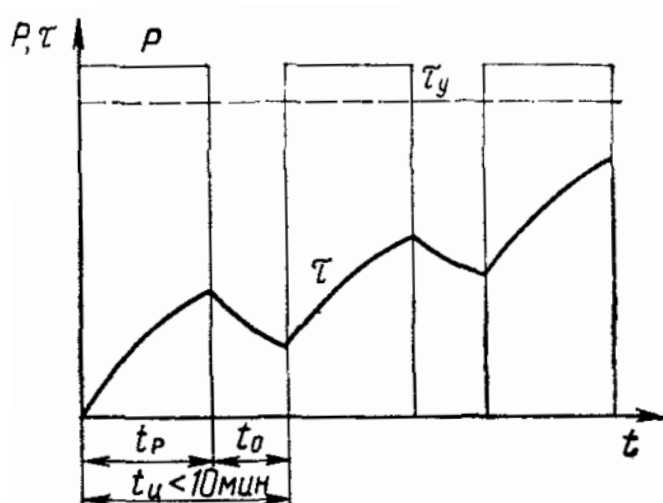
При завышенной мощности электродвигателя ухудшаются энергетические показатели – КПД и коэффициент мощности, возрастают его габариты и стоимость, а при заниженной мощности возникает опасность выхода из строя электродвигателя вследствие снижения электрической прочности электроизоляционных материалов из-за чрезмерного их нагрева.

Мощность электродвигателя в значительной степени зависит от режима его работы. Режим электродвигателя в механизме компенсатора крена вагона можно отнести к повторно-кратковременному режиму. Такие электродвигатели в результате его охлаждения во время пауз будет нагреваться меньше, поэтому он может быть нагружен больше, т.е. мощность его будет выше.

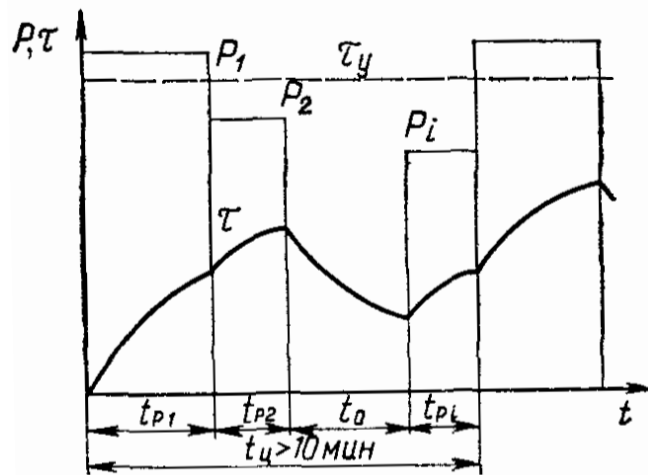
Для расчета электродвигателей применяют несколько методов: по силе тока, нагрузке, перегрузке, допустимому числу включений и др. Выбираем наиболее распространенный метод – метод расчета по нагрузке (крутящему моменту или усилию) и силе тока.

При повторно-кратковременном режиме периоды работы t_p чередуются с периодами остановок (паузами) t_o (см. рисунок 3.11а). Значения t_p и t_o таковы, что за время работы t_p электродвигатель не успевает нагреться до установившейся температуры, определяемой нагрузкой, а за время остановок t_o не успевает охладиться до температуры окружающей среды. Общая продолжительность цикла $t_{ц} = t_p + t_o$ не превышает 10 мин.

При $t_{ц} > 10$ мин будет продолжительный режим с переменной нагрузкой (см. рисунок 3.11б). Время работы электродвигателя $t_p \geq (3 \div 4) T_p$, однако температура не принимает постоянного значения (нагрузка переменная): длительность цикла для этого случая больше 10 мин. Электродвигатель выбирают нормированный на длительную нагрузку.



а



б

а – повторно-кратковременный режим; б – продолжительный режим с переменной нагрузкой

Рисунок 3.11 – Режим нагрузки электродвигателя

Для механизма регулятора наклона вагона присуще оба режима, т.к. в пути следования встречаются кривые с разной частотой, как чередующие нескольких кривых подряд, так и редкие кривые между прямыми.

Температура электродвигателя увеличивается по экспоненциальному закону

$$\tau = \tau_{yc} \left(1 - e^{-t/T}\right), \quad (3.9)$$

где τ_{yc} – температура, при которой наступает равенство теплоты, выделяющейся в электродвигателе и поступающей в окружающую среду (баланс теплоты);

t – текущее время;

T – постоянная электродвигателя.

На рисунках 3.11а, 3.11б под P понимают эквивалентную мощность $P_э$.

Мощность электродвигателя для вращательного движения определяют по следующей формуле (3.10):

$$\begin{aligned} P &= M_{кр} \cdot \omega \text{ (при } M_{кр} \text{ в кН}\cdot\text{м);} \\ P &= A \cdot \omega, \end{aligned} \quad (3.10)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, приведенный к валу электродвигателя;

ω – угловая скорость электродвигателя, c^{-1} ;

A – работа электродвигателя, кДж.

3.3.3 Определение мощности привода механизма поворота кузова вагона

Для определения мощности рассчитываем моменты сил сопротивления вращению вагона. В пассажирских вагонах основное накопление людей и их багажа расположено со смещением в одну сторону относительно вертикальной оси (асимметрия нагрузки), как это изображено на рисунке 3.12.

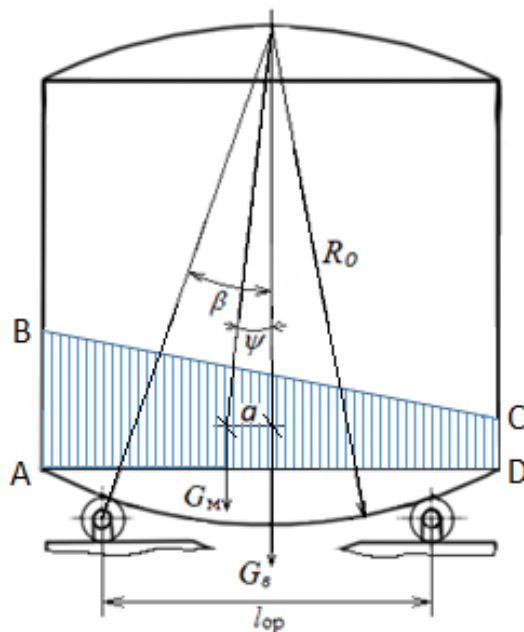


Рисунок 3.12 – Схема к определению потребляемой мощности при вращении вагона

В целях расчета веса полезной нагрузки рассмотрим пример пассажирского плацкартного вагона вместимостью 58 чел.:

$$G_{nn} = F_{nn} \rho_{cp} g L = 46520,5 \text{ Н}, \quad (3.11)$$

где F_{nn} – площадь полезной нагрузки (людей с багажом) в вагоне, м^2 ;

$\rho_{cp} = 1,2 \cdot 10^3$ – средняя плотность полезной нагрузки, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$;

$L = 23,6$ – длина вагона по кузову, м.

Площадь полезной нагрузки в вагоне можно определить как площадь прямоугольной трапеции через её основания и высоту (см. рисунок 3.12):

$$F_{nn} = \left(\frac{AB+CD}{2} \right) \cdot h = 1,67 \text{ м}^2. \quad (3.12)$$

Вставляя эти значения в формулу (3.11), получаем общий вес полезной нагрузки G_{nn} , который меньше на 7,5% от рекомендуемого для расчетов веса (5 т), что имеет небольшое отклонение.

Расстояние от вертикальной оси сечения вагона до центра тяжести сечения полезной нагрузки a ,

$$a = R_0 \sin \psi = 3,67 \cdot \sin 3^\circ = 0,19 \text{ м}. \quad (3.13)$$

Здесь угол откоса полезной нагрузки в вагоне – $\psi = 3^\circ$.

С учетом полученных значений определяем момент, вызываемый внецентренно расположенной тяжестью в вагоне

$$M_1 = G_{nn} \cdot a = 8828 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.14)$$

Момент силы трения качения бандажа по роликам:

$$M_2 = \frac{G_{об} \cdot \mu}{\cos \beta \cdot R_p} (R_p + R_б) = 109410 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.15)$$

где $G_{об}$ – общий вес вагона и полезной нагрузки, $G_{об} = G_{вч} + G_{nn} = 6,2 \cdot 10^5 + 0,47 \cdot 10^5 = 6,67 \cdot 10^5 \text{ Н}$;

$G_{вч}$ – вес вращающихся частей кузова вагона, $G_{вч} = 6,2 \cdot 10^5 \text{ Н}$;

β – угол установки роликов относительно вертикальной оси, $\beta = 14^\circ$;

μ – коэффициент трения качения бандажей по роликам, $\mu = 0,0005$ м;

R_p – радиус ролика устанавливается по табличным значениям [95]: $R_p = 0,12 \text{ м}$;

$R_б$ – радиус бандажа, $R_б = 3,7 \text{ м}$.

При $\beta = 14^\circ$ расстояние между двумя опорными роликами $l_{ор}$ равно 1,62 м.

На опорных роликах используются конические подшипники качения, которые не позволяют перекашивание роликов по отношению к корпусу.

Момент силы трения в подшипниках роликоопор, приведённый к оси вращения кузова вагона, определяется по формуле (3.16):

$$M_3 = \frac{G_{об} \cdot z_p G_p}{\cos \beta} f \frac{R_u}{R_p} R_б = 26043 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.16)$$

где z_p – число опорных роликов, $z_p = 4$;

G_p – вес одного ролика вместе с осью, $G_p = 480 \text{ Н}$;

f – коэффициент трения конических роликоподшипниках опор, $f = 0,008$.

Необходимую мощность электродвигателя находим по формуле (3.17):

$$N = \frac{(M_1 + M_2 + M_3) \omega}{1000 \cdot \eta_{дв}} = 57,8 \text{ кВт} \quad (3.17)$$

где $\eta_{дв}$ – к.п.д. привода, $\eta_{дв} = 0,95$;

ω – угловая скорость поворота кузова вагона, при максимальной частоте вращения $n = 1,15 \text{ об/мин}$, $\omega = \frac{\pi n}{30} = 0,12 \text{ рад}$.

С учетом того, что на каждой тележке колесных пар будут расположены по одному механизму поворота, то необходимая мощность электродвигателя будет разделена на пополам.

Принимаем один из следующих общепромышленных серийных асинхронных электродвигателей в российском ГОСТе. К примеру, можно

посчитать подходящей АИР225М8 мощностью 30 кВт и частотой вращения $n_{дв} = 750 \text{ об/мин} = 12,5 \text{ с}^{-1}$.

Общепромышленные электродвигатели предназначены для работы в режиме S1 (продолжительный режим работы электродвигателя, характеризуется работой электродвигателя при постоянной нагрузке и потерях на протяжении длительного времени) от сети переменного тока 50 Гц, напряжением 380V (220, 660). Изоляция класса нагревостойкости «F». Стандартная степень защиты – IP54 (5 – пылезащищённое: некоторое количество пыли может проникать внутрь, однако это не нарушает работу устройства, полная защита от контакта; 4 – брызги: защита от брызг, падающих в любом направлении), климатическое исполнение и категория размещения – УЗ (для макроклиматического района с умеренным климатом; для эксплуатации в закрытых помещениях (объемах) с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий, где колебания температуры и влажности воздуха и воздействие песка и пыли существенно меньше, чем на открытом воздухе, например, в металлических с теплоизоляцией помещениях (отсутствие воздействия атмосферных осадков, прямого солнечного излучения; существенное уменьшение ветра; существенное уменьшение или отсутствие воздействия рассеянного солнечного излучения и конденсации влаги)).

Асинхронные электродвигатели АИР с короткозамкнутым ротором, благодаря простоте конструкции, отсутствию подвижных контактов, высокой ремонтпригодности, невысокой цене по сравнению с другими электрическими двигателями применяются практически во всех отраслях промышленности. Они используются для привода механизмов, не требующих регулирования частоты вращения: вентиляционного оборудования, насосов, компрессорных установок, станков, эскалаторов и многих других машин.

3.3.4 Метод расчета значений управляющего воздействия на электропривод механизма поворота кузова вагона

Железнодорожный ПС с механизмом наклона кузова может иметь в кривых более высокую скорость движения, а непогашенное поперечное ускорение может возрасти до $1,82 \text{ м/с}^2$ (недостаток возвышения 278 мм) вместо $1 \div 1,3 \text{ м/с}^2$ у обычного железнодорожного ПС.

При отказе механизма железнодорожный ПС должен обеспечивать уровень ускорений не более, чем у обычного состава.

Возникающая разность перемещений z подлежит дополнительному учету в формулах ограничений E_i (для внутренних сечений) и E_a (для наружных сечений). Величина z может быть определена при АСНКВ по формулам (3.18), (3.19):

– для внутренних сечений E_i

$$\Delta z_i = \text{tg}\beta \cdot (h - h_0) + \frac{S}{l} J_p (h - h_c), \quad (3.18)$$

– для наружных сечений E_a

$$\Delta z_a = \left[\frac{S}{l} J_p (h - h_c) - \frac{0,4}{l} (J_c - 0,05) ((h - 0,5)_{>0}) \right]_{>0} - \operatorname{tg} \beta \cdot (h - h_0), \quad (3.19)$$

где S – коэффициент квазистатического наклона, зависящий от гибкости рессорного подвешивания;

J_p – значение недостатка возвышения наружного рельса, принимаемого для железнодорожного подвижного состава с АСНКВ, м;

J_c – максимальный недостаток возвышения, установленный службой пути,
 $J_c = \frac{a_{\text{нп}}}{g} l$, м;

β – максимальный угол наклона, установленный для железнодорожного подвижного состава с АСНКВ, $\beta \leq 9^\circ$;

$a_{\text{нп}}$ – непогашенное поперечное ускорение, м/с²;

h – высота от головок рельсов до нижней точки габарита кузова, м;

h_0 – высота от головок рельсов до центра вращения кузова, определяемого АСНКВ, м;

h_c – высота от головок рельсов до центра поворота кузова на рессорном подвешивании, м;

0,4 – расчетный коэффициент наклона;

l – расстояние между кругами катания колес по рельсам, при колее 1520 мм – $l = 1,58$ м.

В приведенной формуле расчета ограничений знак «>0» означает, что выражение, стоящее перед знаком, учитывается только при его положительных значениях; при отрицательных значениях выражение принимается равным 0.

Для расчета значений управляющего воздействия на электропривод механизма поворота кузова вагона значения Δz_i и Δz_a вычисляются, передаются в систему управления, в которой преобразователи изменяют цифровые значения в аналоговые сигналы и дальше передают в механизмы поворота для каждого вагона. А именно усилие электропривода будет затрачено на то, чтобы приблизить к нулю разницу между значениями Δz_i и Δz_a . Вычисления производятся по заданной частоте шага. При этом значения недостатка возвышения наружного рельса J_p являются статическими данными, заложенными заранее в программу управления движением состава с учетом характеристики участка кривой пути по всему маршруту следования.

Корректировка заложенных данных с фактическими данными происходит только по отношению сверки траектории передвижения состава в пути с помощью GPS-сигнала.

При выходе из строя одного из механизмов поворота кузова вагона срабатывает аварийный сигнал и весь состав автоматически переходит в обычный режим, т.е. происходит торможение поезда и далее передвигается в кривой на безопасной скорости.

3.4 Зависимость аэродинамического сопротивления от скорости движения

Задача создания ПС, конструкция которого обеспечивает следование с высокими скоростями должна решаться с учетом воздушного сопротивления движению [96].

Полное сопротивление воздушной среды включает сопротивление локомотива или вагона (для моторовагонного ПС), кузовов вагонов со всеми выступающими частями (дефлекторы, окна, подножки и пр.), межвагонных промежутков, подвагонных частей (тележки, оси, колеса, буксы и пр.) и добавочное воздушное сопротивление хвостового вагона.

Величина сопротивления воздушной среды зависит от таких основных факторов как скорость движения, длина поезда, геометрические размеры и форма ПС [97]. В Великобритании, например, величина лобового воздушного сопротивления определяется по условию:

$$w = c_{л} F_{л} k_{пр} v^2, \text{ кг}, \quad (3.20)$$

где $c_{л}$ – коэффициент лобового воздушного сопротивления;

$F_{л}$ – лобовая площадь локомотива;

$k_{пр}$ – коэффициент пропорциональности, $k_{пр} = 0,00103$;

v – скорость движения, км/час.

Проведенные на железных дорогах Великобритании тяговые испытания тепловозов с полуобтекаемой лобовой частью показали, что величина коэффициента $c_{л}$ колеблется в пределах $2,44 \div 3,91$ [98]. Снижение этого коэффициента хотя бы на единицу уменьшает требуемую мощность локомотива при $v = 130$ км/ч на 80 л.с., при $v = 160$ км/ч на 150 л.с., при $v = 200$ км/ч на 240 л.с., т.е. обеспечивает сокращение стоимости локомотива примерно на 6%.

Для улучшения аэродинамических показателей, поезда имеют обтекаемую форму передней части, и минимальное число выступающих частей, а выступающие (например, токоприемники) оборудуются специальными обтекаемыми кожухами.

В процессе движения поезда перед локомотивом создается зона повышенного воздушного давления, а в хвосте поезда – зона разрежения. В связи с этим сопротивление движению воздушной среды растет пропорционально квадрату скорости движения поезда. Необтекаемые формы ПС при скорости 160 км/ч дают примерно 45% общего основного сопротивления движению поезда, при скорости 200 км/ч – 70%.

Подготовка железных дорог к повышению скоростей движения требует достаточно точного определения сил взаимодействия между колесом и рельсом при скоростях до 200-250 км/ч.

При высокоскоростном пассажирском движении некоторая разгрузка колес ПС может происходить благодаря аэродинамическим силам, размеры которых становятся ощутимыми с повышением скорости движения более 160 км/ч.

К сожалению, влияние аэродинамических сил на вертикальное давление колеса на рельс до сих пор не освещено в должной мере ни в отечественной, ни в зарубежной литературе, хотя их наличие и определенное участие во взаимодействии пути и ПС при высоких скоростях движения не вызывает сомнений.

Ранее выполненные ориентировочные подсчеты, опирающиеся на равенство плотности воздушных потоков, обтекающие подвижной состав, показывают, что при движении поезда со скоростью 200-250 км/ч разгружающие воздействия аэродинамических сил могут составить от 100 до 800 кг на колесо.

На подавляющем большинстве участков железнодорожной сети СНГ осуществляется как пассажирское, так и грузовое движение, поэтому требования к верхнему строению пути являются общими. Однако за последние годы пассажирское движение предъявляет к устройствам пути особое требование – обеспечить следование поездов с высокими скоростями.

Обтекаемая форма ПС значительно уменьшает основное сопротивление. Поэтому в связи с развитием скоростного движения во всех странах уделяется особенно большое внимание выявлению наилучших решений проблем обтекаемости ПС.

При следовании высокоскоростных поездов возникают мощные воздушные потоки, представляющие опасность для людей, находящихся в сфере действия этих потоков. Кроме того, аэродинамические воздействия могут нарушить безопасность при скрещении высокоскоростных поездов; ухудшить условия комфорта для следующих в поездах пассажиров; вызвать выветривание балласта и навалочных сыпучих грузов при скрещении высокоскоростных поездов с грузовыми. Воздушные потоки могут воздействовать на сооружения, находящиеся вблизи железнодорожной линии, особенно на стекла домов, а также на токосъем.

В процессе скрещении высокоскоростных поездов они вначале отталкиваются возникающими воздушными потоками, а в конце скрещении притягивают друг друга. Исследования, проходившие в Японии для поездов, следующих со скоростью 200 км/ч, при расстоянии 600 мм между боковыми стенками локомотивов необтекаемой формы показали, что давление на стенки составляет 37 кг/см. Это давление увеличивается по мере уменьшения расстояния между осями путей. Следовательно, в таких случаях при введении скоростного движения необходимы дополнительные меры по обеспечению устойчивости ПС, прочности оконных стекол в локомотиве и вагоне [99].

Для обеспечения безопасности людей, которые могут быть подвергнуты воздействию воздушных потоков при следовании высокоскоростных поездов, Международная ассоциация железнодорожных конгрессов рекомендовал при движении поездов со скоростью выше 120 км/ч создать полосу безопасности шириной 3 м от наружного рельса или устраивать ниши, либо подмости. В нишах, где укрываются рабочие, должны быть сооружены подвижные барьеры. Исследования, выполненные в других странах, показали, что следование поезда через отдельный пункт со скоростью 140 км/ч человек должен находиться не

ближе 2,4 м от стенки ПС или 2 м от края платформы. Особенно опасно находиться человеку в таких случаях при гололеде.

На французских железных дорогах основное удельное сопротивление вагонов определяется по условию:

$$\omega_0'' = 2,37 + 0,000213v^2, \quad (3.21)$$

где v – скорость движения поезда, км/ч.

Для определения необходимой мощности тяги в Германии сопротивление движению состава с локомотивами во главе определяются по формуле:

$$W = 3,0P + 0,25F_{\text{лок}}\left(\frac{v}{10}\right)^2 + 1,5Q + 0,025vQ + 0,6(m + 2)\left(\frac{F_{\text{ваг}}}{10}\right)\left(\frac{v+15}{10}\right)^2, \quad (3.22)$$

где v – скорость движения поезда км/ч;

P и Q – вес соответственно локомотива и состава поезда, т;

$F_{\text{ваг}}, F_{\text{лок}}$ – проекционная площадь соответственно вагона и локомотива. м²;

m – число вагонов в составе поезда.

На Японских национальных железных дорогах сопротивление движению высокоскоростного электропоезда определяется из условия:

$$W = (1,6 + 0,3v)Q \frac{1,25}{2} (0,46 + 0,0025l_{\text{п}}) \frac{F}{10} \left(\frac{v}{3,6}\right)^2, \quad (3.23)$$

где v – скорость движения поезда или скорость ветра, км/ч;

Q – вес электропоезда, т;

1,25 – коэффициент плотности воздуха;

$l_{\text{п}}$ – длина поезда, м;

F – проекционная площадь электропоезда.

Высокоскоростное движение на обычных линиях сопряжено с такими аэродинамическими явлениями, как волны давления при встрече поездов в тоннеле, на открытой местности и эффект спутной струи при проследовании без остановки через станции и мимо путевых рабочих. Перепады давления в тоннелях представляют самую серьезную проблему. При входе поезда в тоннель волны давления проходят вдоль тоннеля или отражаются от портала создавая значительные перепады давления. В одно- или двухпутных тоннелях это явление может потребовать ограничения скорости. Развитие волн давления рассчитывают с помощью программы Thermotun. Влияние можно минимизировать путем устройства воздушных шахт или козырьков на порталах, хотя каждое мероприятие имеет практические ограничения. Герметизация поездов сопряжена с расходами начальными и на текущее содержание.

При встрече высокоскоростных поездов на поверхности импульсы давления не остаются незамеченными пассажирами и оказывают кратковременные структурные нагрузки на боковые стенки вагонов. Повышение скорости при небольшом расстоянии между осями путей усугубляет проблему.

Требует внимания безопасность людей на пассажирских платформах. Поскольку эффект спутной струи может вызвать нарушение равновесия пассажиров, вырвать и унести принадлежащие им вещи. В результате появились желтые предупредительные полосы у края платформ на станциях, где проходят высокоскоростные поезда. Интересно отметить, что эффект от прохождения грузовых поездов нестандартных очертаний с обычной скоростью может быть таким же, как от высокоскоростных пассажирских.

Наконец, сильный ветер, дующий в перпендикулярном к пути направлении, может привести к опрокидыванию поезда небольшой массы. Риск опрокидывания увеличивается с повышением скорости, требуется особое регулирование скорости при сильном ветре, что уже делается в Японии.

В Казахстане господствуют постоянные западные ветры. Территорию Казахстана с востока на запад по параллели 50° с.ш. пересекает полоса высокого давления – ось Воейкова. Эта полоса высокого давления зимой становится важным ветроразделом на равнинной части республики. По мере удаления от этой полосы скорость ветра уменьшается. В горных районах и прибрежной зоне больших водоемов наблюдаются горно-долинные ветры, как Жунгарские ворота и Илийская долина. Зимой ветер, усиливаясь, образует снежные заносы и затрудняет транспортное движение. Арыстанды-карабасский горно-долинный ветер дует непрерывно вдоль долины реки Арыстанды, расположенной на юго-западном склоне Каратауского хребта.

При прохождении над песчаной пустыней Мойынкум, образует песчаную бурю. Курдайский ветер дует над Курдайским перевалом, расположенным на юго-востоке Жамбылской области. Зимой скорость его достигает 40 м/с (144 км/ч). Мугоджарский ветер дует в районе Мугоджарских гор, скорость которого достигает 50 м/с, и тогда он превращается в сильную бурю. Этот ветер наблюдается в Актюбинской, Атырауской, Мангыстауской областях. Ветры со скоростью более 4 м/с наблюдаются также севернее Арало-Балхашской широты.

При производстве тяговых расчетов, необходимо внести коррективы в формулы для определения удельных сил сопротивления движению для локомотива и состава. С точки зрения обеспечения безопасности движения, это необходимо при организации высокоскоростного движения.

Выводы по 3 разделу

Повышение скоростей движения пассажирских поездов обеспечивает улучшение транспортного обслуживания. На повышение скоростей движения оказывает влияние географические особенности местности и заселения территории страны, населённость городов и расстояние между пассажирообразующими узлами.

Особое внимание следует обратить на вопросы обеспечения безопасности движения как в начале эксплуатации, так и позднее, при прогрессирующем накоплении усталостных отказов при движении на действующих участках пути, не предназначенных для организации высокоскоростного движения.

Для вождения пассажирских поездов «Тулпар» сообщением «Алматы-Астана», скорость которого, в настоящее время, на отдельных участках

составляет всего 130-135 км/час, реализация конструкционной скорости данного электровоза, которая составляет 200 км/час, не представляется возможным по состоянию железнодорожного пути.

Скоростное пассажирское движение призвано изыскать возможность и найти пути решения новых конструктивных и технологических решений для железных дорог АО «НК «КТЖ». Таким решением является обеспечение наклона кузова вагона в сторону центра при движении по дугообразному пути малого радиуса, в частности использование АСНКВ, позволяющей компенсировать крен кузова.

Предлагаемое техническое решение обеспечивает модернизировать имеющийся парк пассажирских вагонов для увеличения скорости передвижения ПС на основе включения механизма поворота кузова вагона в существующую конструкцию.

Методика расчета на основе синтеза кинематической схемы механизма поворота кузова вагона, позволяющей исходя из закона движения кузова вагона на определенный угол наклона с определенной скоростью вращения установить исполнительный механизм с системой сервопривода, может послужить для расчета аналогичного механизма других видов и типов вагонов.

4 ВЫБОР И ИЗГОТОВЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КУЗОВА ВАГОНА

4.1 Выбор и обоснование элементов зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона

Общая современная тенденция в машиностроении направлена на стремление к снижению материалоемкости конструкций, увеличению мощности, быстроходности и долговечности машины, его механизмов и узлов. Эти требования приводят к необходимости уменьшения массы, габаритов и повышения нагрузочной способности силовых зубчатых передач.

Правильность выбора материалов изделий в машиностроении обосновывается оценкой эксплуатационных, технических, технологических и экономических требований. Основным критерием выбора являются эксплуатационные характеристики.

В зависимости от условий выполняемой работы и назначения к зубчатым передачам (в т.ч. зубчато-реечной передачи) предъявляются следующие требования:

- высокая износостойкость рабочих поверхностей зубьев, достигаемая за счет применения высококачественных легированных сталей, термической и химико-термической обработки, механического упрочнения, отделки поверхности;

- бесшумность и плавность работы, точность передачи движений, достигаемые точностью изготовления профиля зубьев, их отделкой и устранением эксцентricности зубчатых венцов;

- достаточный коэффициент полезного действия;

- высокая усталостная прочность зубьев, достигаемая их тщательной обработкой, термическим, механическим, термомеханическим упрочнением, отделкой.

Перечисленные требования объясняются контактными давлениями и изгибающими циклическими нагрузками. Единственным низким требованием является относительно невысокая окружная скорость механизма поворота.

В процессе работы зубья подвергаются действию изгибных нагрузок, вызывающих излом ножки зуба; поверхность зубьев подвергается действию относительно больших контактных давлений и истиранию, приводящих к выкрашиванию и износу. Для улучшения эксплуатационных свойств рабочие поверхности зубьев в большинстве случаев должны иметь высокую поверхностную твердость (HRC 57÷63) при относительно вязкой и пластичной сердцевине, обеспечивающей повышенную прочность при циклических и ударных нагрузках.

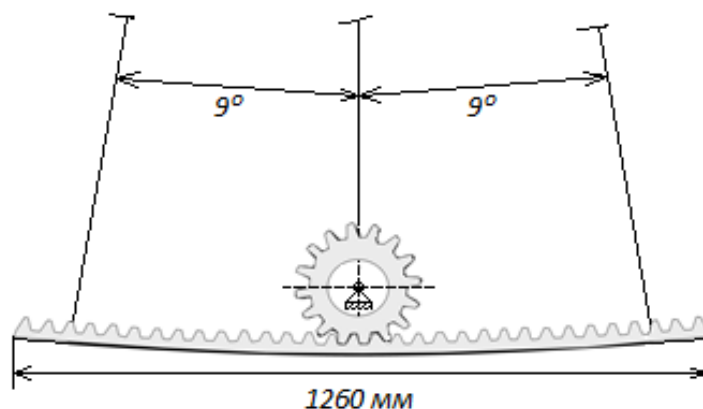
Применяемые зубчато-реечные передачи в механизме поворота кузова вагона работают в более жестких и тяжелых условиях, вследствие чего требования к их изготовлению также выше.

Начальными данными для изготовления зубчато-реечной передачи являются следующие геометрические параметры:

- зубчатая дугообразная рейка длиной 1260 мм;

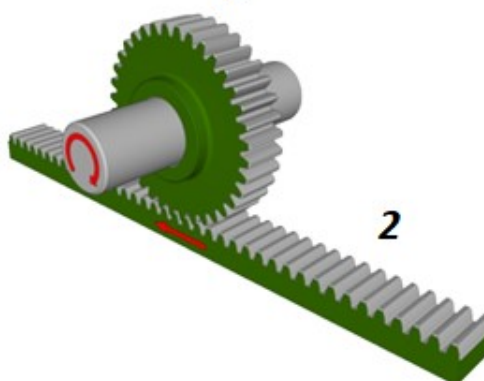
– сила сопротивления на рейке $F_2 = 144281 \text{ Н}$.

В данном случае длина рейки определена исходя из траектории перемещения зубчатой шестерни в одну сторону на расстояние 520 мм при угле поворота, равным 9° . Тогда с учетом поворота также в другую сторону, а также суммируя радиусы шестерни с двух сторон рейки, получена общая длина дугообразной рейки (см. рисунок 4.1а).



а

1



б

а – структурная схема; б – вид в пространстве: 1 – шестерня; 2 – зубчатая рейка

Рисунок 4.1 – Зубчато-реечная передача в механизме поворота

Сила сопротивления, оказываемая непосредственно на зубчато-реечную передачу во время работы механизма поворота, определяется как сумма из трех моментов: момент, вызываемый внецентренно расположенной тяжестью в вагоне M_1 , полученный по формуле (3.14), момент силы трения качения бандажа по роликам, полученный по формуле (3.15) и момент силы трения в подшипниках роликоопор, приведённый к оси вращения кузова вагона, определяемый по формуле (3.16).

С учетом того, что на каждой тележке колесных пар будут расположены по одному механизму поворота, то при проектировании зубчато-реечной передачи физическая нагрузка от общего веса вагона будет разделена на пополам.

Основными звеньями зубчато-реечной передачи (см. рисунок 4.1б) являются шестерня 1 и зубчатая рейка 2, представляющая собой сектор зубчатого цилиндрического колеса, диаметры делительной и однотипных соосных поверхностей которого относительно велики (более 30 раз). Вследствие чего эти поверхности можно принять за параллельные поверхности, а концентрические окружности – параллельными прямыми.

Расчет геометрических параметров зубчато-реечной передачи начинаем с определения делительного диаметра шестерни.

Рассмотрим преобразование вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки. Исходными данными для расчета передачи являются: сила сопротивления на рейке $F_2 = 144281$ Н, перемещение $H_2 = 0,52$ м (в одну сторону) и линейная скорость рейки $v_2 = 0,25$ м/с. В этом случае делительный диаметр шестерни 1 на основании следующего условия

$$u_{ВП} = \frac{w_1}{v_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot v_2}{d_1 \cdot v_2} = \frac{2 \cdot 10^3}{d_1} \quad (4.1)$$

равен

$$d_1 = \frac{2 \cdot 10^3}{u_{ВП}} \text{ мм.} \quad (4.2)$$

Передачное отношение реечной передачи при преобразовании вращательного движения в поступательное рекомендуют принимать $u_{ВП} = 10 \div 200$ 1/м.

Наименьшее значение выбирается для более крупных по габариту и массе перемещаемых механических объектов. Поэтому примем $u_{ВП} = 10$, тогда

$$d_1 = 2000/10 = 200 \text{ мм.} \quad (4.3)$$

Делительный диаметр шестерни можно также найти из условия контактной прочности зубьев, мм [100]:

$$d_1 \geq K_d \sqrt{\frac{F_2 \cdot E_{пр} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2}}; \quad (4.4)$$

где $K_d = 1,12$ – коэффициент прямозубых передач;

$K_{H\beta} = 1,03$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине зуба, определяемый по таблице 4.1. Данный коэффициент выбираем в соответствии с симметричным расположением шестерни относительно опор. Предположительно, материал с твердостью менее 350 НВ.

ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца, равный $0,2 \div 1,6$. В мехатронных (самостоятельно управляемых) модулях желательно принимать $\psi_{bd} = 0,2 \div 0,8$. Принимаем $\psi_{bd} = 0,4$.

$E_{пр} = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – приведенный модуль упругости материалов шестерни и рейки.

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, определяемое как

$$[\sigma]_{H(F)} = \frac{\sigma_{H(F) \text{ limb}}}{S_{H(F)}} \cdot K_{H(F)L} \cdot K_{H(F)C}, \quad (4.5)$$

где S – коэффициент безопасности. При нормализации, улучшении и объемной закалке зубьев $S_H = 1,1$.

K_C – коэффициент, учитывающий реверсивность нагрузки. Так как нагрузка реверсивная, то принимаем $K_C = 1,0$.

K_L – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи.

индекс H относится к контактным напряжениям, индекс F к изгибным.

Расчет ведем по контактным напряжениям, т.е. по индексу H .

σ_{limb} – предел выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, определяемый по таблице 4.2. Так как твердость зубьев менее 350 НВ, принимаем предел контактной выносливости $\sigma_{limb} = 2HВ + 70$ (МПа) и вид термообработки – нормализация, улучшение.

Таблица 4.1 – Значения коэффициентов $K_{HВ}$ и $K_{FВ}$

Расположение шестерни относительно опор, тип опор	Твердость, НВ	$K_{HВ}$				$K_{FВ}$			
		Ψ_{bd}				Ψ_{bd}			
		0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6	0,8
Консольные, опоры шарикоподшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	---	1,16	1,37	1,64	---
	> 350	1,22	1,44	---	---	1,33	1,70	---	---
Консольные, опоры роликоподшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	1,10	1,22	1,38	1,57
	> 350	1,10	1,25	1,45	---	1,20	1,44	1,71	---
Симметричное	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,01	1,03	1,05	1,07
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,02	1,04	1,08	1,14
Несимметричное	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,09	1,05	1,10	1,17	1,25
	> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,09	1,18	1,30	1,43

Таблица 4.2 – Предел контактной и изгибной выносливости

Твердость зубьев, НВ, HRC	Вид термообработки	Предел контактной выносливости $\sigma_{H \text{ limb}}$, МПа	Предел изгибной выносливости $\sigma_F \text{ limb}$, МПа
$HВ \leq 350$	Нормализация, улучшение	$2HВ + 70$	$1,8HВ$
$HRC = 35 \div 45$	Объемная закалка	$18HRC + 150$	550
$HRC = 45 \div 63$	Закалка ТВЧ	$17HRC + 200$	$550 \div 650$
$HRC = 55 \div 63$	Цементирование	23HRC	750
	Нитроцементирование		$750 \div 1000$

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи:

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_E}}, \quad (4.6)$$

где m – показатель степени. При расчете на контактную прочность принимают $m = 3$.

N_E – эквивалентное число циклов изменения напряжений;

N_0 – базовое число циклов изменения напряжений, определяемое из таблицы 4.3, $N_0 = 35$ млн. циклов.

Таблица 4.3 – Базовое число циклов N_0 изменения напряжений, млн. циклов

Твердость поверхности зубьев									
HB	200	250	300	350	400	450	500	550	600
HRC	20	25	33	36	42	47	52	56	59
N_{H0}	10	12,5	25	35	50	65	85	110	150
N_{F0}	4								

При переменных режимах нагружения (см. рисунок 4.2) вращающим моментом или осевой силой эквивалентное число циклов изменения напряжений за один технологический цикл определяемый по формулам (4.6), (4.7) [101]:

$$N_E = \frac{C}{60} \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i, \quad (4.6)$$

$$N_E = \frac{10^3 C}{\pi d_1} \sum_{i=1}^k \left(\frac{F_i}{F_{max}} \right)^m \cdot v_i \cdot t_i, \quad (4.7)$$

где $C = 1$ – число реек, находящихся в зацеплении с шестерней;

T_i – вращающий момент на шестерне на i -ом участке циклограммы нагружения;

T_{max} – максимальный вращающий момент на шестерне по циклограмме;

F_{max} – максимальная осевая сила на рейке по циклограмме нагружения;

n_i – частота вращения шестерни на i -ом участке нагружения;

v_i – линейная скорость рейки на i -ом участке нагружения;

t_i – длительность i -го участка нагружения;

d_1 – делительный диаметр шестерни;

k – число участков нагружения.

Переменные режимы нагружения переменным моментом показаны на рисунке 4.2.

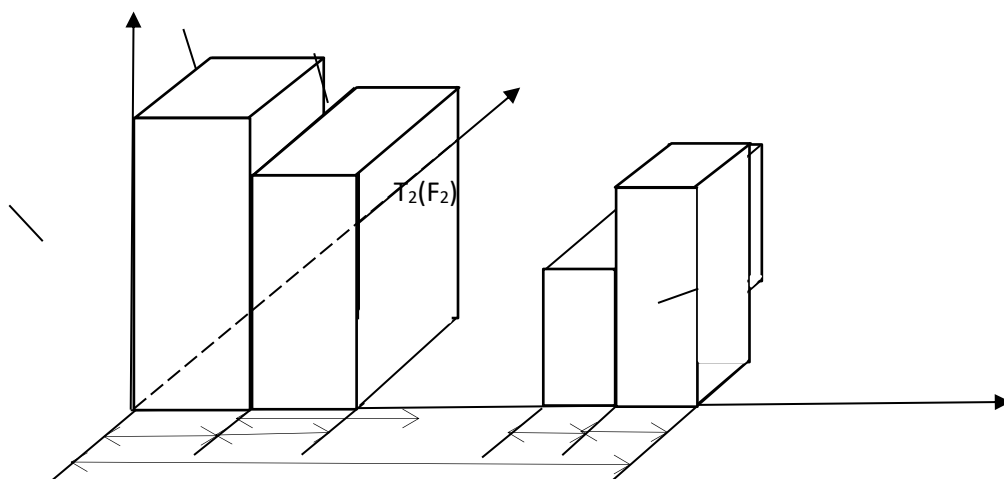


Рисунок 4.2 – Переменные режимы нагружения переменным моментом

За весь срок работы передачи:

$$N_E = 60 \cdot C \frac{L_h}{t_{ц}} \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \cdot n_i \cdot t_i, \quad (4.8)$$

$$N_E = \frac{36 \cdot 10^5}{\pi d_1} C \frac{L_h}{t_{ц}} \sum_{i=1}^k \left(\frac{F_i}{F_{max}} \right)^m \cdot v_i \cdot t_i, \quad (4.9)$$

где L_h – долговечность работы передачи;

$t_{ц}$ – длительность одного технологического цикла:

$$t_{ц} = \sum_{i=1}^k t_i \quad (4.10)$$

Для зубчатых колес и реек из нормализованных и улучшенных сталей твердостью менее 350 НВ коэффициент долговечности находится в пределах $K_{HL} = 1,0 \div 2,6$. Выбираем $K_{HL} = 1,8$.

Тогда допускаемое контактное напряжение (4.5):

$$[\sigma]_H = \frac{35}{1.1} \cdot 1.8 \cdot 1 = 57.27 \text{ МПа.}$$

Рассчитываем делительный диаметр шестерни по формуле (4.4):

$$d_1 \geq 1.12 \sqrt{\frac{144281 \cdot 215 \cdot 1.03}{0.4 \cdot 57,27^2}};$$

$$d_1 \geq 174.78 \text{ мм.}$$

Изначально делительный диаметр шестерни, рассчитанный по формуле (4.2), составил 200 мм. Для обеспечения требуемого передаточного отношения необходимо, чтобы делительный диаметр шестерни, полученный по формуле (4.2), был больше делительного диаметра, найденного по формуле (4.4). Условие выполняется, следовательно, делительный диаметр и передаточное отношение шестерня-рейка выбраны верно.

Вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{F_2 \cdot d_1}{2}, \quad (4.13)$$

$$T_1 = \frac{144281 \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{2} = 14428,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Исходя из расчетов и вида обработки, выбираем материал рейки и шестерни по таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Механические характеристики сталей

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость	Термообработка
40	600	320	192-228	У
45	600-700	320	167-194 НВ	Н
	650-750	350	180-207 НВ	У
	700-800	400	194-222 НВ	У
	750-850	450	207-236 НВ	У
	800-900	550	223-250 НВ	У
	850-950	600	236-263 НВ	У
50	700-800	370-420	212-235 НВ	У
50Г	800	550	241-285 НВ	У
35Х	650	450	187 НВ	У
40Х	700-800	400	200-230 НВ	Н
	750-850	500	215-243 НВ	У
	800-900	550	230-257 НВ	У
	850-950	600	243-271 НВ	У
	900-1000	700	257-285 НВ	У
40НХ	850-950	600	250-280 НВ	У
	900-1000	700	265-290 НВ	У
20ХНЗА	1000	850	293-341 НВ	У
38ХА	900	800	269-321 НВ	У
37ХНЗА	1100	950	321-387 НВ	У
40ХНМА	1100	950	293-375 НВ	У
45	1000	750	38-42 НВ	ОЗ
50	620	340	48-52 НВ	ОЗ
Примечания: 1. Н – нормализованные; 2. У – улучшенные; 3. ОЗ – объемно-закаленные стали				

Выбираем сталь 20ХН3А с выделенными в таблице характеристиками материала.

Модуль зуба реечной передачи подбирается исходя из нагрузки, которую он должен выдержать и коэффициента прочности.

Определяем модуль зубьев из условия контактной прочности:

$$m \geq \frac{K_m \cdot F_2}{\psi_{bd} \cdot d_1 \cdot [\sigma]_H}, \quad (4.14)$$

где $K_m = 6,6$ – для прямозубых колес.

Тогда

$$m \geq \frac{6.6 \cdot 144.281}{0.4 \cdot 200 \cdot 57.27 \cdot 10^{-3}} = 8,25.$$

Полученное значение модуля зубьев округляем до стандартного значения из таблицы 4.5.

Таблица 4.5 – Значения модуля m , мм

1-й ряд	0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
2-й ряд	0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Выбираем значение модуля зубьев из первого ряда, как наиболее предпочтительного для мехатронных модулей, принимаем $m = 8$.

Находим число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{m}, \quad (4.15)$$

где $\cos \beta = 1$ при 0° – угол наклона зубьев.

Тогда

$$z_1 = \frac{200 \cdot 1}{8} = 25 \text{ зубьев.} \quad (4.16)$$

По значению линейной скорости рейки назначаем степень точности реечной передачи по таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Степень точности реечных прямозубых передач

Степень точности не ниже	Скорость рейки не более, м/с	Примечание
6 (высокоточная)	15	Высокоточные передачи, механизмы точной механики, мехатроники и робототехники
7 (точная)	10	Скоростные передачи при умеренных нагрузках, высоконагруженные передачи при высоких скоростях
8 (средней точности)	6	Передачи общего назначения в машиностроении, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Так как передача прямозубая и скорость рейки 0,25 м/с, то назначаем 9 пониженную степень точности, которая применяется для тихоходных передач с пониженными требованиями к точности.

Независимо от степени точности зубчатых колес, реек и реечных передач устанавливается шесть видов сопряжений в реечной передаче А, В, С, D, E, H и пять допусков на боковой зазор T_{jn} , обозначаемых буквами а, b, с, d, h (таблица 4.7).

Таблица 4.7 – Виды сопряжений и гарантированные боковые зазоры

	Вид сопряжения	Для степеней точности передач	Вид допуска на боковой зазор
	A	3-12	a
B	3-10	b	
C	3-9	c	
D	3-8	d	
E	3-7	h	
H	3-7	h	

Примечание – Сопряжение вида В гарантирует минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания реечной передачи из чугуна или стали от нагрева при разности температур зубчатого колеса, рейки и корпуса в 25°С

Выбираем вид сопряжения – В;

Вид допуска на боковой зазор – b.

Для шестерни диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m, \quad (4.17)$$

$$d_{a1} = 200 + 2 \cdot 8 = 216 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{r1} = d_1 - 2.5m, \quad (4.18)$$

$$d_{r1} = 200 - 2.5 \cdot 8 = 180 \text{ мм.}$$

Толщина зуба шестерни по делительной окружности, равная толщине зуба рейки по средней прямой:

$$S_1 = S_1 = 0.5\pi m, \quad (4.19)$$

$$S_1 = S_1 = 0.5 \cdot 3.14 \cdot 8 = 12.56 \text{ мм.}$$

Нормальный шаг зубьев шестерни и рейки:

$$P_1 = P_2 = \pi \cdot m, \quad (4.20)$$

$$P_1 = P_2 = 3,14 \cdot 8 = 25,12 \text{ мм.}$$

Минимальная длина нарезанной части рейки:

$$L_{2min} = H_2 + 3P_2, \quad (4.21)$$

$$L_{2min} = 520 + 3 \cdot 25.12 = 595,36 \text{ мм.}$$

Минимальное число зубьев рейки:

$$z_{2min} = \frac{L_{2min}}{P_2} + 0.5, \quad (4.22)$$

$$z_{2min} = \frac{595.36}{25.12} + 0.5 = 24,2.$$

Округляем число зубьев рейки до целого числа, т.е. 25 зубьев. Уточняем минимальную длину нарезанной части рейки:

$$L_{2min} = (z_{2min} - 0.5)P_2, \quad (4.23)$$

$$L_{2min} = (24.2 - 0.5)25.12 = 595,34.$$

Ширина зубчатого венца рейки:

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1. \quad (4.24)$$

$$b_2 = 0.4 \cdot 200 = 80 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 0.6\sqrt{b_2}. \quad (4.25)$$

$$b_1 = 80 + 0.6\sqrt{80} = 85,36 \text{ мм.}$$

Примем значение b_1 равным 86 мм.

Таким образом, проведено полное расчетное исследование зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона, результаты которых необходимы для изготовления деталей и конструирования указанного механизма. В таблице 4.8 приведены конструктивные параметры основных элементов зубчато-реечной передачи, полученные на основе структурного синтеза механизма поворота в зависимости от механических характеристик сталей.

Таблица 4.8 – Конструктивные параметры основных элементов зубчато-реечной передачи

Элементы зубчато-реечной передачи	Обозначение и единица измерения	Значение параметра
Шестерня		
Число зубьев шестерни	z	25
Модуль	m , мм	8
Угол профиля	α , °	20
Делительный диаметр	d_1 , мм	200
Межосевое расстояние между рейкой и колесом	A , мм	100
Диаметр вершины зуба	d_{a1} , мм	216
Диаметр впадины зуба	d_{r1} , мм	180
Постоянная хорда	S_s , мм	11,09
Высота до постоянной хорды	h_c , мм	5,98
Рейка		
Угол профиля зуба рейки	α , °	20
Модуль нормальный	m_n , мм	8
Модуль основной (торцевой)	m_t , мм	8,5
Шаг нормальный	p_n , мм	25,12
Шаг торцевой	p_t , мм	26,73
Высота головки зуба	h_a , мм	8
Высота зуба	h , мм	20
Ширина рейки	b , мм	80
Рабочая длина нарезаемой части	L , мм	1040

Немаловажным фактором, которого необходимо учитывать при конструировании механизма поворота и установлении на раме тележки, является возможность регулирования шестерни по высоте и глубине посадки относительно рейки.

4.2 Выбор материалов и технологии изготовления основных деталей механизма поворота кузова вагона

4.2.1 Поиск и обоснование выбора материала на основе параметров прочности и пластичности

Выбор материала определяется назначением зубчато-реечной передачи, условиями ее работы, габаритами колес и типом производства (единичное, серийное или массовое) и технологическими соображениями. Основные материалы для изготовления зубчатых колес и реек в машиностроении являются термообработанные углеродистые и легированные стали, обеспечивающие высокую объемную прочность зубьев, а также высокую твердость и износостойкость их активных поверхностей. Правильный выбор материала способствует улучшению качества зубчатых колес, увеличивает срок их эксплуатации, повышает надежность.

Характер технологического процесса обработки зубчатых колес зависит от требуемой точности, качества поверхности и термической обработки зубчатого колеса и рейки. Технологический процесс изготовления зубчатого колеса с рейкой можно разделить на четыре основных этапа:

- 1) черновая и чистовая обработка заготовки;
- 2) нарезание зубьев;
- 3) термическая обработка;
- 4) отделочные и доводочные операции после термической обработки.

Основными требованиями к материалам зубчатой передачи являются:

- прочность поверхностного слоя;
- достаточное сопротивление истиранию;
- прочность при изгибе;
- возможность получения достаточной прочности и чистоты поверхности.

Основная цель любого вида термической обработки зубчатых колес состоит в обеспечении твердой, износостойкой поверхности зуба при сохранении мягкой и вязкой сердцевины для восприятия ударных нагрузок.

При выборе стали для изготовления зубчатых колес необходимо учитывать обрабатываемость, прокаливаемость и деформацию колеса при термической обработке, а также их стоимости. Так как основным элементом зубчатого колеса и рейки является зуб, применяемые стали и методы упрочнения должны обеспечивать высокую контактную и усталостную прочность, прочность при изгибе, ударе и износостойкость зуба [102].

Зубчатые колеса с наружным диаметром более 55 мм изготавливаются из поковок и штамповок на станках патронного типа с предварительной обработкой отверстия. Это значит, что материал должен обладать хорошими литейными свойствами и хорошо поддаваться обработке давлением.

Для лучшей приработки и равномерного изнашивания зубьев, а также снижения опасности заедания и повышения нагрузочной способности передачи твердость шестерни назначается больше твердости колеса. Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2) должна составлять $ДНВ = НВ_{ср1} - НВ_{ср2} = 20 \div 50$. Меньшие значения ДНВ для

прямозубых передач, большие ДНВ для косозубых передач.

В зависимости от твёрдости активных поверхностей зубьев стальные колёса делятся на две группы:

- колёса с твёрдостью не более 350НВ (число твёрдости по Бринеллю), зубья которых хорошо прирабатываются;

- колёса с твёрдостью более 350НВ, зубья которых прирабатываются плохо, а при твёрдости активных поверхностей обоих колёс не менее 45 HRC (число твёрдости по Роквеллу, шкала твёрдости С) являются неприрабатываемыми.

Заготовки колёс первой группы изготавливаются из средне- и высокоуглеродистых сталей и до нарезания зубьев подвергаются термообработке – нормализации (нагрев и охлаждение) или улучшению (закалка и высокий отпуск с медленным охлаждением в печи). При диаметре колёс до 150 мм обеспечивают твёрдость 300÷350 НВ. Колёса диаметром свыше 150 мм имеют твёрдость не менее 200 НВ. Зубья колёс, подвергнутых такой обработке, имеют приблизительно одинаковую твёрдость по всему сечению и могут быть нарезаны после термообработки, при этом отделочные операции не требуются.

При изготовлении шестерни и колеса этой группы целесообразно использовать сталь одной марки, а необходимую разность твёрдости обеспечивать термообработкой.

Эти технологические преимущества обеспечивают широкое применение колёс первой группы при единичном или мелкосерийном производстве мало- и средненагруженных передач, а также передач с крупногабаритными колёсами.

Для колёс второй группы с неприрабатываемыми зубьями не требуется обеспечивать разность твёрдостей зубьев шестерни и колеса. Колёса изготавливают из легированных сталей и подвергают различным видам термической и химико-термической обработки (цементация, объемная или поверхностная закалка, азотирование, цианирование, нитроцементация) и применяют для быстроходных и высоконагруженных передач. Наиболее производительна закалка токами высокой частоты по контуру зубьев колёс из сталей с содержанием углерода 0,3-0,5%. Толщина закалённого слоя при этом достигает 3,5-4 мм и имеет твёрдость поверхности 45÷55 HRC.

Так как зубья колёс второй группы нарезают до термической обработки, при которой происходит коробление зубьев, то в результате снижается точность размеров колёс. Вследствие этого необходима последующая доводка изделия. Обычные методы нарезания зубьев для их доводки неприемлемы из-за высокой твёрдости поверхностей. Для исправления формы зубьев требуются дорогостоящие отделочные операции: шлифовка, хонингование или обкатка и др.

Поэтому колёса с зубьями высокой твёрдости применяют при крупносерийном и массовом производстве, а также в высоконагруженных и малогабаритных передачах.

Так как рассматривается шестерня с зубчатой рейкой в условии износа с большей контактной нагрузкой, используются колеса с твердостью по Бринеллю более 250 НВ, зубья которых хорошо прирабатываются.

Таким образом целесообразным и рациональным является выбор заготовок

колёс первой группы, изготовленные из средне- и высокоуглеродистых сталей и подвергающиеся до нарезания зубьев термообработке.

На основе анализа условий работы зубчато-реечной передачи механизма поворота кузова вагона и комплекса требований к ним можно предварительно рассмотреть в качестве материала марки сплавов 20ХНЗА или 30ХГТ. Материалами марок 20ХНЗА и 30ХГТ являются стали конструкционные легированные.

Основными видами поставки стали 20ХНЗА являются сортовой прокат, в том числе и фасонный (калиброванный пруток, шлифованный пруток, поковки и кованные заготовки). Эта марка стали используется в промышленности для изготовления таких деталей, как шестерни, валы, втулки, муфты и других цементуемых деталей, к которым предъявляются требования высокой прочности, пластичности и вязкости сердцевины и высокой поверхностной твердости, работающей под действием ударных нагрузок и при отрицательных температурах. Сталь ограничено свариваемая, флокеночувствительна и склонна к отпускной хрупкости.

Виды поставки стали 30ХГТ – сортовой прокат, в том числе и фасонный (калиброванный пруток, шлифованный пруток, стальной круг). Используется в промышленности для изготовления улучшаемых и цементуемых деталей, от которых требуется высокая прочность, вязкая сердцевина и высокая поверхностная твердость, работающих при больших скоростях и повышенных удельных давлениях под действием ударных нагрузок. Сталь склонная к отпускной хрупкости, свариваемость ограничена, флокенонечувствительна [103].

Химический состав указанных сталей в процентном соотношении согласно ГОСТ 4543 – 71 приведены в таблице 4.9 (рисунки 4.3, 4.4).

Таблица 4.9 – Химический состав сталей 20ХНЗА и 30ХГТ

Марка	Показатели								
	C	Mn	Si	Cr	Ti	P	S	Cu	Ni
20ХНЗА	0,17 ÷ 0,24	0,3 ÷ 0,6	0,17 ÷ 0,37	0,6 ÷ 0,9	–	0,025	0,025	0,3	3,15
30ХГТ	0,24 ÷ 0,32	0,8 ÷ 1,1	0,17 ÷ 0,37	1,0 ÷ 1,3	0,03 ÷ 0,09	0,035	0,035	0,3	0,3

C	0,17 ÷ 0,24
Si	0,17 ÷ 0,37
Mn	0,3 ÷ 0,6

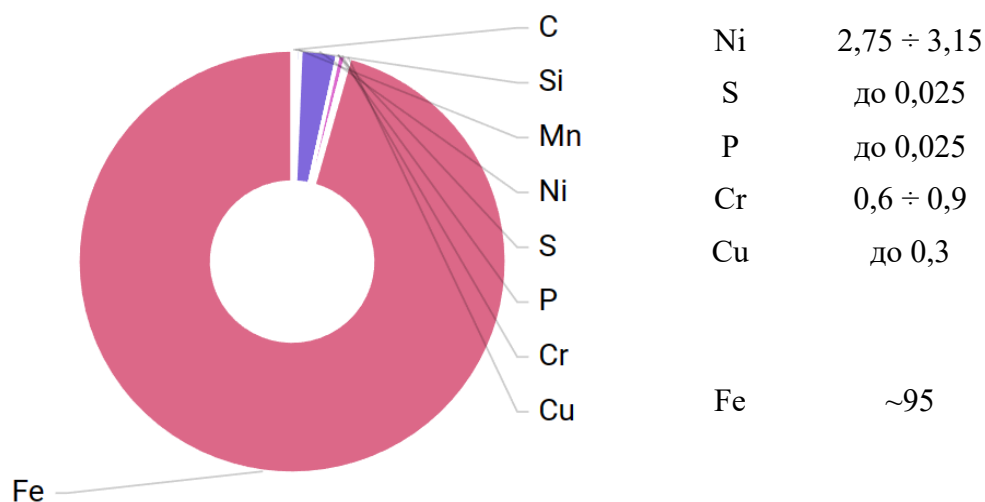


Рисунок 4.3 – Химический состав стали 20ХНЗА (в %)

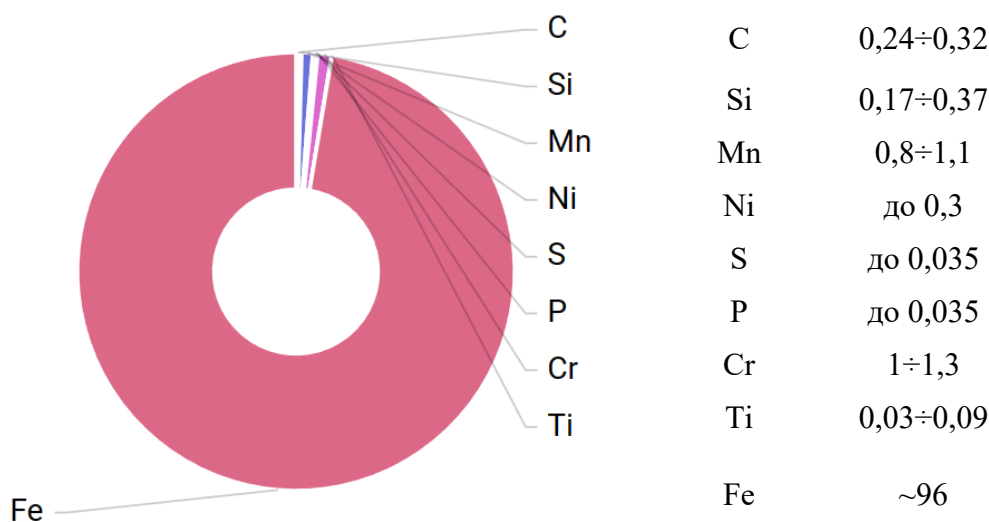


Рисунок 4.4 – Химический состав стали 30ХГТ (в %)

Механические и другие свойства в состоянии поставки образцов представленных марок стали приведены в таблицах 4.10 и 4.11.

Таблица 4.10 – Механические свойства сталей 20ХНЗА и 30ХГТ

Марка	Показатели					
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %	KCU, Дж/см ²	НВ
20ХНЗА	735	590	14	45	59	235÷277
30ХГТ	1080	780	12	35	59	300

Таблица 4.11 – Дополнительные сведения и свойства сталей 20ХН3А и 30ХГТ (для заготовок сечением более 100 мм)

Показатели	Марка	
	20ХН3А	30ХГТ
Удельный вес, кг/м ³	7850	7820
Термообработка	Закалка и отпуск	Закалка и отпуск
Температура ковки, °С	начала – 1220, конца – 800. Заготовка сечением 101÷300 мм охлаждается в яме	начала – 1220, конца – 800. Сечения более 200 мм охлаждаются в печах
Твердость материала НВ 10 ⁻¹ , МПа	255	229
Температура критических точек	Ac ₁ = 730, Ac ₃ (Ac _m) = 810, Ar ₃ (Ar _c m) = 700, Ar ₁ = 615, Mn = 340	Ac ₁ = 770, Ac ₃ (Ac _m) = 825, Ar ₃ (Ar _c m) = 740, Ar ₁ = 665
Обрабатываемость резанием	в горячекатанном состоянии при НВ 177, σ _в =610 МПа, K _{об.ст} =0,95	после нормализации при НВ 364 и σ _в =860 МПа, K _{об.ст.нп} =0,45, K _{об.ст} =0,25
Свариваемость материала	ограниченно свариваемая. Способы сварки: РДС, АДС под флюсом	ограниченно свариваемая. Способы сварки: РДС, КТС
Флокеночувствительность	чувствительна	не чувствительна
Склонность к отпускной хрупкости	склонна	склонна

Физико-механические и другие свойства образцов представленных марок стали (в зависимости от сечения, от температуры отпуска, предела выносливости, ударной вязкости и др.), а также обозначения более подробно приведены в (Приложении Б).

С целью определения структуры и свойств сплавов необходимо провести комплексные исследования: металлографические, рентгенографические, а также испытания на растяжение, ударную вязкость и прокаливаемость.

Металлографические исследования проводятся в виде комплекса испытаний и аналитических мероприятий, направленных на изучение макроструктуры и микроструктуры металлов, исследование закономерностей образования структуры и зависимостей влияния структуры на механические, электрические и другие свойства металла (сплава).

Макро- и микроанализ, применяемый в техническом диагностировании, позволяет своевременно выявить дефекты металла, которые могут понизить эксплуатационные свойства и надёжность изделий в работе.

Рентгенография материалов на основе рентгенографической дифракции исследует как равновесные, так и неравновесные состояния материалов, изучает их кристаллическую структуру, фазовый состав и его изменения, строит фазовые диаграммы, анализирует состояние деформированных (или после каких-либо других воздействий) материалов, процессы упорядочения и явления ближнего порядка. Рентгенография материалов осуществляется с помощью получаемых в рентгеновских камерах рентгенограмм моно- или поликристаллических образцов или регистрацией распределения рассеянного рентгеновского

излучения в рентгеновских дифрактометрах.

Испытания на растяжение являются основным и наиболее распространенным методом лабораторного исследования и контроля механических свойств материалов. Эти испытания проводятся на производстве для установления марки поставленной заводом стали. В таких случаях, кроме металлографических исследований, определяются главные механические характеристики на образцах, взятых из зоны разрушения конструкции. Так, из полученной диаграммы можно вычислить такие показатели, как предел пропорциональности, предел упругости, предел текучести, предел прочности.

Ударная вязкость характеризует надежность материала, его способность сопротивляться хрупкому разрушению. Испытание проводят на образцах с надрезами определенной формы и размеров.

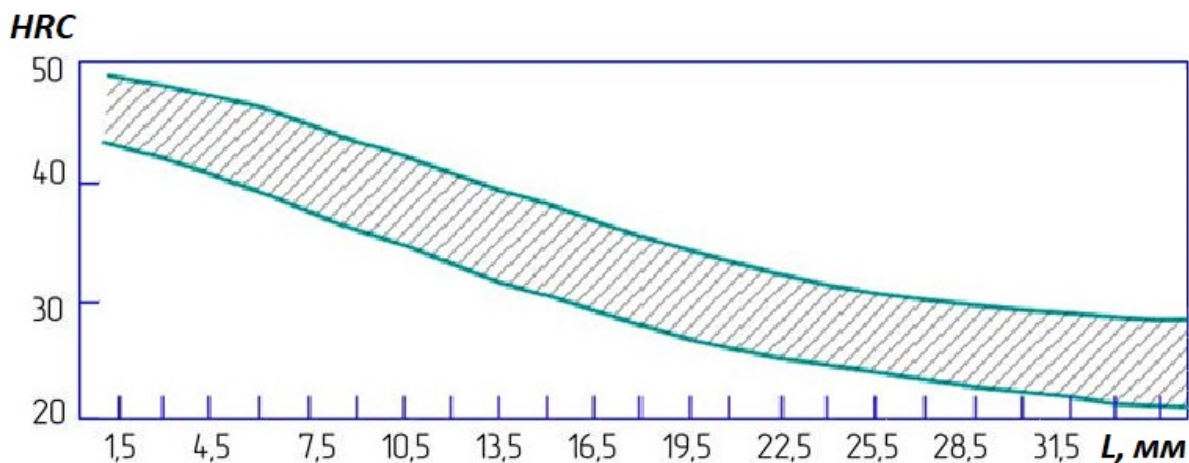
Испытание на прокаливаемость материалов, в частности углеродистых и легированных конструкционных сталей, проводится с помощью метода торцевой закалки. Сущность этого метода заключается в том, что один торец цилиндрического образца, нагретого до температуры закалки, охлаждают водой в специальной установке. После закалки измеряют твердость по длине образца от охлажденного водой торца к незакаленной головке и по полученным данным строят диаграмму твердости.

Из всего перечисленного следует, что для определения в лабораторных и производственных условиях структуры и свойств сталей необходимы такие установки, как стандартные печи для термообработки, металлографический микроскоп, рентгеновский аппарат, разрывная машина, маятниковый копер, установка для циклических испытаний, твердомер.

4.2.2 Установление режимов термообработки, обеспечивающих достижение заданных свойств изделий

Хромоникелевая сталь марки 20ХН3А обрабатывается термическим путем закалки при температуре $820 \div 860^\circ\text{C}$ в масле, и с последующим высокотемпературным отпуском при температуре $550 \div 650^\circ\text{C}$. Получаем следующие механические свойства для прутка с сечением 15 мм: $\sigma_{0,2} = 750$ МПа, $\sigma_B = 950$ МПа, $\delta = 15\%$, $\psi = 55\%$, КСЧ = 110 Дж/см², НВ (после отжига не более) 255. Прокаливаемость в масле составляет 20 ÷ 50 мм (см. рисунок 4.5).

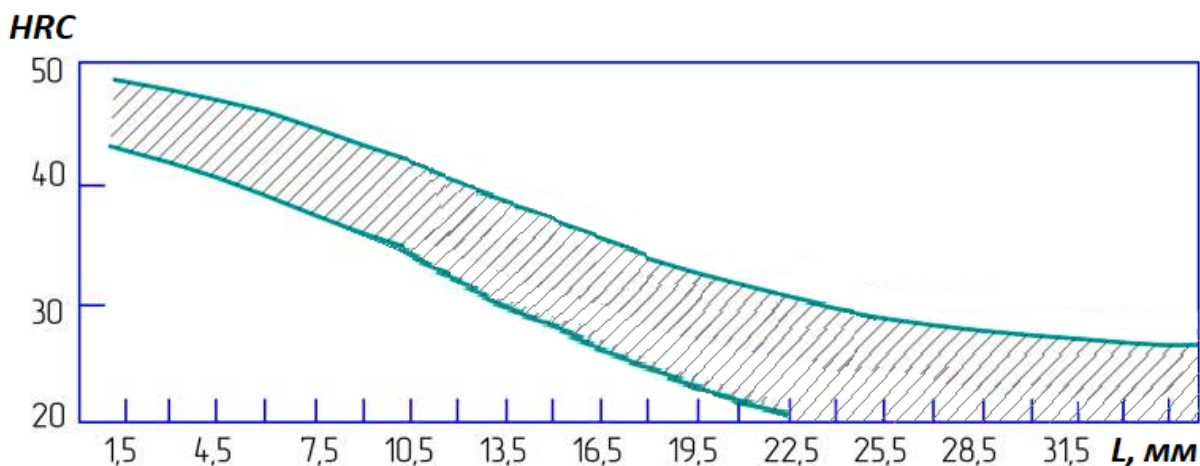
С целью повышения твердости и износостойкости проводится цементация. Для образца с сечением 60 мм после цементации при $950 \div 920^\circ\text{C}$, закалки при $800 \div 820^\circ\text{C}$ в масле, отпуска $160 \div 200^\circ\text{C}$ на спокойном воздухе, механические свойства следующие: $\sigma_{0,2} = 850$ МПа, $\sigma_B = 1000$ МПа, $\delta = 12\%$, $\psi = 55\%$, КСЧ = 120 Дж/см², НРС (поверхности) = 63, НВ (сердцевины) = 302. Свойства данной хромоникелевой стали с запасом выполняют требования к материалу.



– нормализация: 850°C, закалка: 830°C

Рисунок 4.5 – Прокаливаемость стали 20ХН3А

Сталь 30ХГТ подвергается двойной закалке, а именно первая закалка проводится при температуре 880÷950°C, далее при 850°C, плюс низкий отпуск при 200°C. Во всех случаях остывание происходит на спокойном воздухе. После термообработки получаем следующие свойства: $\sigma_{0,2}=1300$ МПа, $\sigma_B=1500$ МПа, $\delta=9\%$, $\psi = 40\%$, КСЧ=50 Дж\см², НВ (после отжига не более) 229. Для того, чтобы повысить износостойкость и твердость поверхности проводят химико-термическую обработку. Прокаливаемость в масле составляет 10÷50 мм (рисунок 4.6).



– нормализация: 900°C, закалка: 880°C

Рисунок 4.6 – Прокаливаемость стали 30ХГТ

После цементации при 920÷950°C, закалки при 840÷850°C в масло и последующего низкого отпуска при 180÷200°C на воздухе получаем следующие механические свойства: $\sigma_{0,2}=800$ МПа, $\sigma_B=1100$ МПа, $\delta=12\%$, КСЧ=60 Дж\см², НВ ≥ 300 , HRC=62. Сталь этой марки выполняет заданные требования, более того превышает их более чем в 2 раза [104].

В легированной конструкционной стали могут наблюдаться все те металлургические дефекты, которые свойственны и нелегированной стали, но встречаются также и присущие только ей пороки. Вообще же легированная конструкционная сталь более склонна к порокам любого вида, чем нелегированная. Так, в результате легирования возрастает склонность к образованию крупной первичной структуры, возрастают трудности удаления из металла газов и неметаллических включений вследствие увеличения вязкости жидкого сплава, увеличивается склонность к образованию трещин в связи с понижением теплопроводности и т.п. Поэтому получить доброкачественную легированную конструкционную сталь обычно труднее, чем нелегированную. Среди пороков, встречающихся главным образом в легированной конструкционной стали, остановимся на флокенах.

Флокены встречаются в виде мельчайших внутренних надрывов в металле, т.е. это трещины, легко выявляющиеся при травлении макрошлифов. Они особенно обнаруживаются на изломах в виде круглой или овальной формы пятен представляющих поверхность трещин. Флокены являются недопустимым пороком качественной стали. Флокены сравнительно редко встречаются в литой стали. Гораздо чаще присутствие их обнаруживается в стали после ее горячей обработки и особенно в тех случаях, когда охлаждение кованых или катаных заготовок после их горячей обработки производится относительно быстро (например, на воздухе). Чаще всего флокены наблюдаются в стали, выплавленной в основных мартеновских или электрических печах. Кислая мартеновская сталь, как правило, менее часто поражается флокенами. Флокены особенно присутствуют в Cг, Cг-Ni, Cг-Ni-Mo, Si-Mn, Si-Cг, Si-Mn-Cг марках конструкционной стали. Обычные углеродистые стали почти не страдают этим пороком, равно как и высоколегированные аустенитного, ферритного и карбидного классов.

Изучению природы образования флокенов в стали посвящено большое количество исследовательских работ, приведших к созданию различных теорий их происхождения [105]. В настоящее время наибольшим признанием пользуется теория, согласно которой флокены вызываются растворенным в жидкой стали водородом. Эти пятна иногда имеют хлопьевидную форму, откуда дефект и получил название «флокены» – хлопья. С понижением температуры растворимость водорода в стали резко уменьшается, и последний, выделяясь из металла, переходит в молекулярное состояние (в форму газа). Скапливаясь в порах стали, в частности, в стыках зерен, молекулярный водород развивает большие давления, что, в конечном счете, и приводит к образованию внутренних надрывов – трещин. Например, при содержании водорода в стали 0,002% внутреннее давление водорода при температуре 500°C уже достигает 1000 кг/см. Однако особенно неблагоприятной в отношении образования флокенов является температурная зона ниже 250°C, когда сталь оказывается мало пластичной, и разряжение возникающего внутреннего давления за счет пластической деформации становится уже невозможным. Поэтому температурный интервал ниже 250°C считают наиболее опасным с точки зрения возникновения флокенов.

Принятие мер, устраняющих возможность попадания в печь при выплавке

стали водорода (нельзя, в частности, допускать загрузку в печь влажных материалов), исключает появление флокенов. Весьма эффективным средством борьбы с флокенами является проведение чрезвычайно медленного охлаждения стали или применение длительной выдержки в известном интервале температур, после горячей обработки давлением. В ходе такого охлаждения или выдержки выделяющийся из раствора водород успеваеt продиффундировать к поверхности и удалиться из стали [106].

4.2.3 Оценка показателей рациональности выбранного материала и рекомендуемые режимы термообработки

Окончательный выбор материала осуществлен с учетом основного технического требования.

Стали 20ХН3А и 30ХГТ имеют высокий запас прочности. Данные виды легированных сталей пригодны для крупногабаритных изделий. Однако, легированная сталь 20ХН3А сильнее подвержена дефектам (по флокеночувствительности), чем качественная сталь 30ХГТ. В этой связи применение стали 30ХГТ является целесообразным.

Следовательно, для изготовления ведущей шестерни механизма поворота диаметром 200 мм при известных механических свойствах материала стали 30ХГТ должны соблюдаться следующие рекомендуемые режимы, которые приведены в таблице 4.12, а также перечисляемые далее.

Рекомендуемые режимы термической обработки:

1. При термической обработке заготовок по режимам, указанным в таблице 4.12, допускаются следующие отклонения по температуре нагрева:

- при закалке, нормализации ± 15 °С;
- при низком отпуске ± 30 °С;
- при высоком отпуске ± 50 °С.

Таблица 4.12 – Механические свойства стали 30ХГТ в зависимости от сечения (200 мм)

$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, Дж/см ²
Закалка с 880 °С в масле; отпуск при 600 °С, охлаждение на воздухе				
510	660	14	51	167
570	690	23	67	157

2. Металлопродукцию сечением менее указанного в таблице 4.12 подвергают термической обработке в полном сечении.

3. Допускается проводить термическую обработку на готовых образцах.

4. Допускается перед закалкой проводить нормализацию. Для металлопродукции, предназначенной для закалки токами высокой частоты.

5. Допускается проводить испытания металлопродукции из стали всех марок после одинарной закалки, при условии соблюдения норм, приведенных в таблице 4.12.

6. Для металлопродукции круглого сечения (начиная с диаметра 12 мм и

более) проводят испытание на ударный изгиб.

7. Для металлопродукции с нормируемым временным сопротивлением не менее 1180 Н/мм^2 допускается понижение норм ударной вязкости на $9,8 \text{ Дж/см}^2$ при одновременном повышении временного сопротивления не менее чем на 98 Н/мм^2 .

8. Нормы механических свойств, указанные в таблице 4.12, относятся к образцам отобраным от металлопродукции диаметром или толщиной до 80 мм включительно.

9. При контроле механических свойств металлопродукции диаметром или толщиной свыше 150 мм допускается понижение относительного удлинения на 3 абс. %, относительного сужения на 10 абс. % и ударной вязкости на 15%.

10. При контроле механических свойств металлопродукции диаметром или толщиной свыше 100 мм на перекованной (перекатанной) пробе размером сечения от 90 до 100 мм включительно нормы механических свойств должны соответствовать указанным в таблице 4.12.

Кроме того, по данным прайс-листов таких предприятий, как ТОО «ПО КАЗМЕТСЕРВИС» и ТОО «МетПромКо Казахстан» цена за тонну проката стали 20ХН3А равна 595800 тг/т, а стали 30ХГТ – 228900 тг/т [107, 108]. Таким образом, по стоимости материалы для изделий из стали 30ХГТ выгоднее в 2,6 раз, что является немаловажным фактором при выборе материала и, соответственно в конечном итоге повлияет на себестоимость реечной зубчатой передачи механизма поворота.

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее рациональное использование для изготовления деталей реечной зубчатой передачи в механизме поворота кузова вагона стали марки 30ХГТ.

Выводы по 4 разделу

Кинематические параметры механизма поворота кузова вагона, полученные на основе синтеза исходя из закона движения рабочей точки кузова (это любая точка дуги, расположенной на основании кузова) позволили установить исполнительный механизм в виде зубчато-реечной передачи.

Обоснованием выбора зубчато-реечной передачи служат диаметры ведущей шестерни и зубчатой дугообразной рейки, соотношение которых составляет относительно велики (более 30 раз). Вследствие чего эти поверхности можно принять за параллельные поверхности, а концентрические окружности – параллельными прямыми.

Осуществлен полный расчет геометрических параметров основных элементов зубчато-реечной передачи, необходимых для проектирования и изготовления.

Проведен анализ условий работы материала в изделиях деталей зубчато-реечной передачи и установлен комплекс технических требований к нему.

Выполнен поиск и обоснование выбора материала на основе заданных параметров прочности и пластичности.

Осуществлен выбор методов и оборудования для определения структуры и свойств, контроля качества термообработки.

Установлены режимы при термообработке, обеспечивающие достижение заданных свойств материала для изготовления деталей механизма поворота.

Проведен анализ возможных дефектов материалов при термообработке и способы их предотвращения или устранения.

Произведена оценка показателей выбранного материала, в т.ч. по флокеночувствительности и стоимости материалов для изделий.

Выбор сплава осуществлялся исходя из условия задания, подбором двух возможных материалов (20ХН3А, 30ХГТ), подходящим по технологическим, техническим, эксплуатационным и экономическим требованиям. С учетом всех этих требований была выбрана рациональная для зубчатого колеса с рейкой механизма поворота кузова вагона сталь 30ХГТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основная задача железнодорожного транспорта – повышение эффективности и надежности работы магистральных сетей, требующее модернизации и улучшения динамических характеристик подвижных частей железнодорожного состава с учетом оценки влияния неровностей и криволинейностей пути.

В представленной диссертационной работе решение этой задачи основывается на комплексном подходе, включающем в себя оценку как экспериментальных, так и теоретических методов исследования, применяющихся в машиностроении.

Цель создания или модернизации железнодорожного транспорта заключается в повышении перевозимой массы поездов и скорости его движения.

На наш взгляд, основные проблемы в достижении указанной цели находятся в местах появления повышенных динамических нагрузок, таких как в точке контакта колес с рельсами, в местах соединения колес с тележками, тележек с кузовом локомотива или вагона, при превышении величины центробежного ускорения от допустимой.

Соответственно, основные научные, а также практические и теоретические **выводы**, полученные в результате проведенных исследований, направлены на достижение поставленной цели и заключается в следующем:

- в вопросах взаимодействия пути и ПС существенная роль отводится устройству и содержанию пути. Уровень взаимодействия во многом зависит не только от характеристик ПС, но и от упругодиссипативных параметров пути;

- технические характеристики локомотивов позволяют поднять скорости движения и увеличить весовые нормы поездов. Повышенная нагрузка от ПС увеличивает давление на железнодорожный путь, что приведет к повышению сил взаимодействия пути и ПС;

- предлагаемый вариант модернизации узлов рессорного подвешивания локомотивов позволяет уменьшить воздействие локомотива на путь и улучшить его динамические качества. Это относится к экипажной части как тепловозов, так и электровозов. Данная модернизация позволит улучшить динамические качества локомотивов, повысить надежность экипажной части, улучшить условия труда локомотивных бригад и создаст предпосылки для увеличения скорости движения;

- перспективы дальнейшего развития железнодорожного сообщения между городами Казахстана за счет ускорения на криволинейных участках пути с модернизацией системы наклона пассажирских вагонов с введением механизма поворота кузова, предложенное в работе, позволяет обеспечить практическую реализацию в реальных казахстанских условиях;

- осуществлен выбор сплава исходя из условия задания, подбором возможных материалов, подходящим по технологическим, техническим, эксплуатационным и экономическим требованиям. С учетом всех этих требований выбрана рациональная для зубчатого колеса с рейкой механизма поворота кузова вагона сталь 30ХГТ. Установлены режимы при термообработке,

обеспечивающие достижение необходимых качеств материала для изготовления деталей механизма поворота.

Выпуск тепловозов ТЭ-33А на заводе г.Астана, модифицированных вагонов «Тальго», модернизация в г.Атбасар электровоза ВЛ-40, эксплуатация китайских тепловозов СКД6 и СКД9, пассажирских вагонов, а также других видов ПС определяют насущную потребность модернизации имеющегося парка локомотивов и вагонов на территории железных дорог Казахстана.

Имеющиеся участки для скоростного движения, прямые и кривые участки пути различного радиуса, длины, устройства и содержания рельсовой колеи, разные виды балластного слоя и земляного полотна с рельсами разной длины и протяженности в дальнейшем требуют проведения динамических натурных испытаний с различными типами вагонов и серии локомотивов на электрифицированном и неэлектрифицированном участках пути, определить качество токосъема на высоких скоростях движения, а также устойчивость движения, плавность хода и все виды испытаний: тягово-энергетические или тягово-теплотехнические, путевые, динамические и эксплуатационные.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Оценка железнодорожного сектора для Казахстана // https://www.carecprogram.org/uploads/CAREC-RSA-RU-KAZ-FA_1JUL2021.pdf. 01.10.2022.
- 2 Локомотивный парк Казахстана пополнился 22 инновационными электровозами // https://forbes.kz/process/lokomotivnyiy_park. 5.10.2022.
- 3 Цаплин А.И. Основы научных исследований в технологии машиностроения. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. – 228 с.
- 4 Токаев призвал использовать возможности железной дороги Казахстан - Туркменистан – Иран // https://tengrinews.kz/kazakhstan_news. 15.10.2022.
- 5 Каспакбаев К.С., Устемирова Р.С. Организация перевозочного процесса железнодорожного транспорта Республики Казахстан // Mater. międzynarod. nauk.-prakt. konf. «Nauka i Inowacja». – Przemysł, 2019. – С. 70-76.
- 6 Правила технической эксплуатации железнодорожного транспорта: утв. постановлением Правительства Республики Казахстан 5 февраля 2013 года №87 // <https://adilet.zan.kz/rus/docs/P1300000087/links>. 02.02.2020.
- 7 Технологический процесс работы грузовой станции Достык / Филиал АО «НК «Қазақстан темір жолы» – Алматинское отделение дороги. – Ст. Достык, 2017 (ДСП).
- 8 Каспакбаев К.С., Куандыкова Д.Р., Карпов А.П. Перспектива увеличения пропуска контейнерных поездов // Промышленный транспорт Казахстана. – 2019. – №3(64). – С. 131-135.
- 9 Каспакбаев К.С., Сериккулова А.Т., Устемирова Р.С. и др. Формирование состава на железнодорожном пути с различной колеей // Вестник КГУСТА. – 2019. – №3(65). – С. 411-419.
- 10 Изменение ширины колеи по системе Talgo в тележках грузовых вагонов // Железные дороги мира. – 1995. – №4. – С. 32-38.
- 11 Nicolae P., Plescan C., Szentes I. et al. Newechnologies of gauge variation for wheelset vechilescrossing // Bulletin of the Transilvania University of Braasov. – 2015. – №8. – P. 248-250.
- 12 Устемирова Р.С. Жүк вагондары мен локомотивтердің түріне байланысты маршруттық тасымалдауды енгізудің тиімділігін бағалау // Вестник КазАТК. – 2018. – №4(107). – С. 25-29.
- 13 Рынок железнодорожных перевозок в Казахстане: как модернизируется отрасль// https://www.inform.kz/ru/rynok-zheleznodorozhnyh-perevozok-v-kazahstane-kak-moderniziruetsya-otrasl_a3842448. 22.09.2022.
- 14 Министерство национальной экономики Республики Казахстан, 2019 // <https://www.gov.kz/memleket/entities/economy?lang=ru>. 15.12.2022.
- 15 Поедем быстрее: к 2014 году организация скоростного движения будет осуществлена со скоростью до 140 км/ч // «Қазақстан теміржолшысы». – 2011. – №49(1416).
- 16 Мусаева Г.С. Взаимодействие железнодорожного пути подвижного состава на скоростном участке железной дороги: автореф. ... док. техн. наук: 05.22.06. – Алматы, 2007. – 30 с.

- 17 Чернышев М.А. Практические методы расчета пути. – М.: Транспорт, 1967. – 236 с.
- 18 Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
- 19 ЦПТ-52/14. Методика оценки воздействия ПС на путь по условиям обеспечения его надежности / Министерство Путей Сообщения России. – М.: МПС РФ, 2000. – 40 с.
- 20 Романов А.В., Шехтман Е.И. К вопросу о взаимодействии пути и подвижного состава при высокоскоростном движении поездов // Бюллетень результатов научных исследований. – 2013. – №3(8). – С. 48-53.
- 21 Устемирова Р.С., Кайнарбеков А.К., Каспакбаев К.С. и др. Возбудители колебаний и вопросы возмущения подвижного состава от состояния пути // Промышленный транспорт Казахстана. – 2020. – №2(67). – С. 66-71.
- 22 Уразбеков А.К., Каспакбаев К.С. Управление воздействием локомотива с упруго-диссипативными связями на железнодорожный путь. – Алматы: Бастау, 2001. – 220 с.
- 23 ЦПТ-52/14. Методика оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности: утв. МПС РФ 16 июня 2000 года // <https://www.rzd.ru/>. 20.10.2019.
- 24 ГОСТ Р 55050-2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний. – Дата введения 2013-07-01. – М.: Стандартинформ, 2013. – 15 с.
- 25 Уманов М.И., Цыганенко В.В., Рейдемейстер А.Г. и др. К вопросу моделирования пути при исследовании взаимодействия пути и подвижного состава // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2009. – Вип. 30. – С. 239-242.
- 26 Красников Н.Д. и др. Динамические свойства грунтов и методы их определения. – М.: Стройиздат, 1970. – 298 с.
- 27 Варызгин Е.С. Исследование неравномерностей остаточных осадок щебеночного слоя // Вестник ВНИИЖТ. – 1968. – №5. – С. 34-39.
- 28 Лысюк В.С., Поздняков В.И., Титов В.П. Методика расчета несущей способности основной площадки эксплуатируемого земляного полотна // Тр. ВНИИЖТ. – 1971. – Вып. 451. – С. 67-73.
- 29 Вялов С.С. Геологические основы механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1976. – 342 с.
- 30 Уразбеков А.К. Повышение эффективности работы железнодорожного пути на линиях обращения поездов с увеличенными осевой нагрузкой и весом. – Алма-Ата: КазНИИТИ, 1990. – 67 с.
- 31 Уразбеков А.К. Определение минимального промежутка времени между поездами с учетом реологических свойств железнодорожного пути // В кн.: Проектирование, строительство и эксплуатация транспортно-коммуникационных сооружений. – Алматы, 1999. – С. 5-15.
- 32 Чернышев М.А., Крейнис З.Л. Ширина рельсовой колеи. Нормы устройства и содержания // Сб. ЦИНТИ МПС. – Москва, 1970. – Вып. 60. – С. 26-51.

33 Мелентьев Л.П. Об оптимальном соотношении механических свойств элементов верхнего строения пути // Тр. ЦНИИМПС. – М., 1973. – Вып. 501. – С. 56-61.

34 Альберхт В.Г. Куликовский Б.С. О модуле упругости подрельсового основания вдоль оси пути // Вестник ВНИИЖТ. – 1971. – №7. – С. 21-25.

35 Попов С.Н. Балластный слой железнодорожного пути. – М.: Транспорт, 1965. – 234 с.

36 Омаров А.Д., Мусаева Г.С. Накопление остаточных деформаций в балластном слое и земляном полотне // Збір. наукових праць ДонІЗТ. – 2013. – №33. – С. 257-263.

37 Шаповалов В.В., Щербак П.Н., Шевченко А.И. и др. Устойчивость элементов железнодорожного пути и влияние их состояния на процесс динамического взаимодействия пути и подвижного состава // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2000. – №1. – С. 88-92.

38 Вериго М.Ф. Общие положения для корректировки «Правил расчетов железнодорожного пути на прочность» // Тр. ВНИИЖТ. – М., 1972. – Вып. 466. – С. 4-50.

39 Сидорова Е.А. Исследование влияния геометрических параметров железнодорожного пути в плане, представленных в виде геометрических моделей, на показатели динамического взаимодействия пути и подвижного состава // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2017. – 76(4). – С. 243-248.

40 Колос А.Ф., Козлов И.С. Современные конструкции верхнего строения пути для строительства скоростных и высокоскоростных железнодорожных линий // Бюлл. результатов научных исследований. – 2013. – №1-2. – С. 16-21.

41 Каспакбаев К.С., Курмангалиев К.Ш., Карпов А.П. Расстройство железнодорожного пути при воздействии подвижного состава. // Промышленный транспорт Казахстана. – 2019. – №3(64). – С. 80-83.

42 Алеев А. Испытание на профпригодность // <http://www.pult.gudok.ru/archive/detail.php?ID=1615344>. 23.09.2022.

43 Смольянинов А.В. Разработка средств диагностирования экипажной части железнодорожного подвижного состава: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Омск, 2004. – 205 с.

44 Каспакбаев К.С., Курмангалиев К.Ш., Нугыманова С.И. Динамометрический вагон // Промышленный транспорт Казахстана. – 2015. – №3(48). – С. 35-37.

45 Каспакбаев К.С., Карпов А.П. Технические характеристики и аналитический метод расчета удлиненного пневматического упругого элемента // Промышленный транспорт Казахстана. – 2016. – №3(52). – С. 29-33.

46 Пахомов М.П., Галиев И.И., Каспакбаев К.С., Кузнецов В.Ф. Опытная система горизонтального подрессоривания кузова электровоза ВЛ60 // Научные тр. Омского ин-та ж.-д. транспорта. – Омск, 1979. – С. 16-20.

47 Каспакбаев К.С. Внедрение пневмоподвешивания на локомотивах. // Промышленный транспорт Казахстана. – 2015. – №4(47). – С. 24-28.

48 Устемирова Р.С., Кайнарбеков А.К., Каспакбаев К.С. и др. Стендовые испытания пневматических элементов подвижного состава // Промышленный транспорт Казахстана. – 2020. – №2(67). – С. 22-29.

49 Галиев И.И., Варва В.И., Каспакбаев К.С. Оценка влияния частоты внешнего воздействия на упругие и демпфирующие свойства пневмоэлементов // Вестник КазАТК. – 2001. – №2(8). – С. 46-49.

50 Программа комплексных динамических и по воздействию на путь и стрелочные переводы испытаний тепловоза серии ТЭ33А: утв. ИЦ ТСЖТ ОАО «ВЭиНИИ» от 18 августа 2010 года, №ДП-28ПС-2010 // <https://www.vniikp.ru/> 20.11.2018.

51 Устемирова Р.С., Карпов А.П. Важнейшее условие достижения ритмичности в пропуске поездов – организация труда и отдыха локомотивных бригад // Матер. 9-й междунар. науч.-практ. конф. «Транспорт Евразии XXI века: Современные цифровые технологии на рынке транспортных и логистических услуг» в рамках реализации государственных программ «Нурлы жол» и «Цифровой Казахстан». – Алматы, 2018. – С. 373-377.

52 Асанов А.А., Каспакбаев К.С., Устемирова Р.С. и др. Модернизация локомотива с целью улучшения его динамических характеристик // Вестник КазНИИТУ. – 2020. – №5(141). – С. 408-413.

53 Амирханов А.Б. Исследование динамических качеств и оптимизация рессорного подвешивания электровозов при взаимодействии с железнодорожным путем: автореф. ... канд. техн. наук наук: 05.22.06. – Алматы: КУПС, 2010. – 20 с.

54 Галиев И.И., Нехаев В.А., Николаев В.А. Квазиинвариантное рессорное подвешивание // Железнодорожный транспорт. – 2005. – №11. – С. 28-30.

55 Маслиев В.Г. К 50-летию создания первого отечественного тепловоза на пневматическом рессорном подвешивании // Вестник НТУ «КГУ». – 2013. – №32(1005). – С. 60-66.

56 Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / под ред. С.М. Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с.

57 Савушкин С.С., Закорецкий В.А., Шевченко М.П. Системы пневматического подвешивания для бесчелюстных тележек тепловозов 2ТЭ10Л // НИИИНФормТяжМаш. – 1969. – №5(68). – С. 11-14.

58 Пиновский М.Л., Колоколова Г.А. Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками. Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация: сб. науч. тр. – М.: ЦНИИТЭ нефтехим, 1977. – 133 с.

59 Галиев И.И., Варва В.И., Каспакбаев К.С. Экспериментальная оценка влияния параметров пневмоэлементов на их виброзащитные свойства // Вестник КазАТК. – 2001. – №3(45). – С. 44-46.

60 Каспакбаев К.С., Карпов А.П., Курмангалиев К.Ш. Конструктивные особенности резино-кордных упругих элементов. // Промышленный транспорт Казахстана. – 2016. – №1(50). – С. 28-31.

61 Галиев И.И. Эффективная виброзащита подвижного состава и экипажа на основе упругих систем со знакопеременной упругостью // Железнодорожный транспорт. – 2008. – №2. – С. 57-59.

- 62 Савельев Ю.Ф., Симак Н.Ю. Виброзащита подвижного состава и экипажа на основе механических устройств со знакопеременной упругостью: монография. – Омск, 2010. – 131 с.
- 63 Пахомов М.П., Галиев И.И., Каспакбаев К.С. и др. Опытная система горизонтального подрессоривания электровоза ВЛ-60 // Межвуз. темат. сб. науч. тр. – Омск, 1979. – Выпа. 172. – С. 16-20.
- 64 Шевченко В.Я., Каспакбаев К.С., Кажигулов А.К. Модернизация рессорного подвешивания электровоза ВЛ-80 // Промышленный транспорт Казахстана. – 2015. – №1(46). – С. 28-333.
- 65 Бобин Е.В. Борьба с шумом и вибрацией на железнодорожном транспорте. – Изд. 3-е, перер. и доп. – М.: Транспорт, 1973. – 302 с.
- 66 Устемирова Р.С., Карпов А.П. Важнейшее условие достижения ритмичности в пропуске поездов – организация труда и отдыха локомотивных бригад // Матер. 9-й междунар. науч.-практ. конф. «Транспорт Евразии XXI века: Современные цифровые технологии на рынке транспортных и логистических услуг» в рамках реализации государственных программ «Нурлы жол» и «Цифровой Казахстан». – Алматы, 2018. – С. 373-377.
- 67 Каспакбаев К.С., Устемирова Р.С., Карпов А.П. и др. Вопросы повышения нормы массы поезда на линиях с ограниченной пропускной способностью // Вестник КазНИТУ. – 2020. – №5(141). – С. 408-413.
- 68 Аманова М.В., Устемирова Р.С., Абуова А.Х. Влияние пропуска поездов в различных условиях на участковую скорость // Промышленный транспорт Казахстана. – 2017. – №4(57). – С. 25-29.
- 69 Каспакбаев К.С., Шакенов М.А. Теоретические исследования вертикальных колебаний тепловоза 2ТЭ-10 на пневматическом рессорном подвешивании // Вестник КазАТК. – 2002. – №8. – С. 113-114.
- 70 Oztürk V., Arar O.F., Rende F.Ş. et al. Validation of railway vehicle dynamic models in training simulators // Vehicle System Dynamics. – 2017. – №55(1). – P. 41-71.
- 71 Agamez-Arias Intermodal transport in freight distribution: a literature review // Transport Reviews. – 2017. – №37(6). – P. 782-807.
- 72 Шакенов М.А. Оценка воздействия на железнодорожный путь локомотива с улучшенными динамическими качествами: автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.06. – Алматы, 2006. – 21 с.
- 73 Assemkhanuly Ass., Niyazova Zh., Karpov A. et al. Mathematical and computer models in estimation of dynamic processes of vehicles // Journal of Theoretical and Applied Information Technology. – 2019. – Vol. 97, №10. – P. 2803-2820.
- 74 Третьяков В.В., Петропавловская И.Б. и др. Воздействие на путь вагонов с повышенной осевой нагрузкой // Вестник ВНИИЖТ. – 2016. – Т. 75, №5. – С. 233-237.
- 75 Устемирова Р.С., Аманова М.В. Способ оценки производительности формирования и пропуска соединенных грузовых поездов на железнодорожных участках // Вестник ПГУ. – 2018. – №3. – С. 206-214.

76 Каспакбаев К.С., Устемирова Р.С., Карпов А.П. Перспективы внедрения высокоскоростного движения в Казахстане // Вестник КазНУ. –2020. – №2(138). – С. 414-421.

77 О вводе в эксплуатацию пассажирского поезда «Астана-Экспресс»: утв. Приказом РГП «КТЖ» от 16 октября 2001 года, №536-Ц (ДСП) // <https://railways.kz/>. 15.11.2018.

78 Мусаева Г.С. Взаимодействие железнодорожного пути подвижного состава на скоростном участке железной дороги: автореф. ... док. техн. наук: 05.22.06. – Алматы: КазАТК, 2007. – 30 с.

79 Мустапаев К.С. Исследование перспектив внедрения скоростного движения поездов на железных дорогах Казахстана при взаимодействии пути и подвижного состава: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. – Алматы, 2010. – 125 с.

80 Fortea P. 25 years of high-speed rail in Spain: a beacon of international reference // European Railway Review. – 2017. – №3. – S. 14-15.

81 Graff M. Pociągi dużej prędkości Talgo 250 dla kolei rosyjskich RZD // Technika Transportu Szynowego. – 2015. – №6. – S. 34-37.

82 Каспакбаев К.С., Омаров А.Д. Организация скоростного пассажирского движения на железных дорогах Казахстана // Зерде. – 2002. – №6. – С.12-14.

83 Зубко А.П., Корженевич И.П., Курган Н.Б. и др. Анализ возможности применения в Украине подвижного состава с принудительным наклоном кузова вагонов при организации скоростного движения // Наука и прогресс транспорта Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2004. – №4. – С. 156-164.

84 Talgo // <https://www.talgo.com/products>. 15.02.2018.

85 Каспакбаев К.С., Мустапаев К.С., Ахмедов А.Н. и др. Возможности повышения скорости движения в кривых участках пути // Матер. междунар. науч.-практ. конф. «Повышение эффективности автоматизированных систем в новых инновационных технологиях». – Алматы, 2010. – Т. 2. – С. 229-232.

86 Мусаев Ж.С., Солоненко В.Г., Дюсенгалиева Т.М. Сравнительный анализ продольной динамики железнодорожных экипажей при переходных режимах // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – №1. – С. 33-37.

87 Дубровская Т.А. Обоснование проектных решений при реконструкции железных дорог для скоростного движения пассажирских поездов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06. – М., 2014. – 156 с.

88 Бржезовский А.М. Воздействие на путь вагонов электропоезда «Аллегро» (Pendolino SM6), оборудованных системой активного принудительного наклона кузова в кривых // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – №5. – С. 16-23.

89 Омеляненко В.И. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // Локомотив-информ. – 2008. – №5. – С. 12-17.

90 Европ. пат. 0128126. Устройство компенсации крена кузова вагона рельсового транспорта при прохождении кривых / Шнайдер Р.; опубл. 15.01.93, Бюл. №2. – 4 с.

91 Патент №2281872, В 61 F 5/48, Россия. Железнодорожное тяговое транспортное средство с автоматическим управлением положения тележек и колесных пар в кривой (его варианты) / Никифоров Н.И., Никифоров С.Н.; опубл. 17.06.95, Бюл. №6. – 8 с.

92 Ауесбаев Е.Т. Теория и практика подготовки железнодорожного пути к скоростному пассажирскому движению: автореф. ... док. техн. наук: 05.22.06. – Алматы, 2004. – 45 с.

93 Виды и классификация вагонов // <http://www.zeldorservice.com/documents/wagon>. 16.05.2022.

94 Межгосударственный стандарт ГОСТ 34093-2017. Вагоны пассажирские локомотивной тяги. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2018-01-01. – М.: Стандартинформ, 2018. – 42 с.

95 Информационный портал «Детали и механизмы» // https://detmeh.ru/img/pdf/0_pdf. 22.07.2022.

96 Киселев И.П. Высокоскоростной железнодорожный транспорт и перспективы его развития в мире // Транспорт Российской Федерации. – 2012. – №3-4(40-41). – С. 61-65.

97 Устенко А.В. Развитие высокоскоростного железнодорожного транспорта // Зб. наукових праць УкрДАЗТ. – 2013. – Вип. 136. – С. 49-56.

98 Narassek Andrzej. Rozwój kolei dużych prędkości w Europie // Technika Transportu Szynowego.- 2015. – №4. – S. 34-42.

99 Rabsztyн M. Shinkansen – pół wieku dużych prędkości w Japonii // Technika Transportu Szynowego. – 2015. – №4. – S. 24-29.

100 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пос. – Изд. 4-е, перер. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с.

101 Васильков Д.В., Вейц В.Л., Схиртладзе А.Г. Электромеханические приводы металлообрабатывающих станков. Расчет и конструирование: учеб. – СПб.: Политехника, 2011. – 759 с.

102 Сорокин В.Г., Волосникова А.В., Вяткин С.А. и др. Марочник сталей и сплавов. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.

103 Журавлев В.Н. Машиностроительные стали: справоч. – Изд. 3-е, перер. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 391 с.

104 Фридман Б., Гордеева Т.А. Стрoение и анализ изломов металла. – М.: Книга по требованию, 2012. – 175 с.

105 Дубовой В.Я. Флокены в стали. – М., 1950.

106 Поволоцкий Д.Я., Морозов А.Н. Водород и флокены в стали. – М.: Металлургиздат., 1959. – 182 с.

107 Металлопрокат в Казахстане // <https://kzmc.kz/?ysclid=ldn41fif>. 15.12.2022.

108 Группа компаний МетПромКо // <https://mestam.info/kz/astana>. 15.12.2022.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Акты внедрения

КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫНЫН
БИЛИМ БЕРҮҮ ЖАНА ИЛИМ
МИНИСТРЛИГИ



Н. ИСАНОВ АТЫНДАГЫ КЫРГЫЗ
МАМЛЕКЕТТИК КУРУЛУШ,
ТРАНСПОРТ ЖАНА АРХИТЕКТУРА
УНИВЕРСИТЕТИ

720020, Бишкек ш., Малдыбаева коч., 34, б
тел.: +996 (312) 54-35-61, факс: +996 (312) 54-51-36
E-mail: ksucta@elcat.kg, Website: www.ksucta.kg

МИНИСТЕРСТВО
ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ СТРОИТЕЛЬСТВА,
ТРАНСПОРТА И АРХИТЕКТУРЫ
ИМЕНИ Н. ИСАНОВА

720020, г. Бишкек., ул. Малдыбаева, 34, б
тел.: +996 (312) 54-35-61, факс: +996 (312) 54-51-36
E-mail: ksucta@elcat.kg, Website: www.ksucta.kg

31.01.2020 № 01-13/82

На _____ от _____



«Утверждаю»

Проректор по научной работе

КГУСТА им Н. Исанова,

к.т.н., и.о. проф.

Маданбеков Н.Ж.

« 30 » 01 2020г.

Акт

о внедрении результатов научно-исследовательской работы

Мы, нижеподписавшиеся, представители Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н.Исанова: начальник учебно-информационного управления, к.т.н., доцент Жумабаев Р.А.; зав. кафедрой «Эксплуатация транспортных и технологических машин», д.т.н., профессор Суюнтбеков И. Э.; к.т.н., доцент Нышанбаева А.Б. составили настоящий акт о том, что основные научные положения и теоретические решения в области транспорта транспортной техники и технологии, изложенные в диссертационной работе Устемировой Райгуль Сериковны «Исследование взаимодействия пути и подвижного состава для улучшения динамических качеств локомотива» используются в учебном процессе для бакалавров по направлению 670200 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 670100 - Наземные транспортно-технологические машины и комплексы и магистров по программе 670200 - Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, в курсах по выбору, и для выполнения курсовых, дипломных работ (проектов), магистерских диссертации.

Начальник УИУ
к.т.н., доцент

Жумабаев Р.А.

Зав. кафедрой «ЭТТМ»
д.т.н., профессор

Суюнтбеков И. Э.

К.т.н., доцент

Нышанбаева А.Б.



«УТВЕРЖДАЮ»

Директор филиала

АО «КТЖ – Грузовые перевозки» -

«Алматинское отделение ГП»

Жаниязов Н.Л.

«24» 01 2020г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов исследований и рекомендации для улучшения динамических качеств локомотива, связанных с модернизацией рессорного подвешивания тепловозов

Проведенные исследования, изложенные в диссертационной работе Устемировой Райгуль Сериковны, представленной на соискание ученой степени доктора философии PhD специальности 6D071300 – «Транспорт, транспортная техника и технологии» Казахского университета путей сообщения, представляют практический интерес для филиала АО НК «КТЖ-Грузовые перевозки» - «Алматинское отделение ГП», так как оптимизация перехода подвижного состава с одной колеи на другую в пункте перестановки вагонов на станций Достык позволит расширить «узкое» место в работе станции в данном технологическом процессе.

Предлагаемый вариант модернизации рессорного подвешивания локомотивов позволит уменьшить воздействие локомотива на путь и улучшить его динамические качества, повысить надежность экипажной части, улучшить условия труда локомотивных бригад, увеличить скорости движения.

Строительство опытного экспериментального кольца, позволит самостоятельно проводить все виды испытаний подвижного состава на различных участках пути опытного полигона.

Эффект от внедрения (использования) результатов является перспективным и обещает большой экономический эффект. Достичь это возможно при заинтересованности и наличия соответствующего объема финансирования.

Начальник технического отдела филиала
АО «КТЖ – Грузовые перевозки» -
«Алматинское отделение ГП»

Игошен А.А.



«Утверждаю»

Директор АТЭКПС

Омарова Г. А.

2020г.

АКТ

о внедрении результатов научно-исследовательской работы

Мы, нижеподписавшиеся, представители Алматинского Техничко-экономического колледжа путей сообщения: заместитель директор по учебной работе Койшыбаева Ж. К.; заместитель директора по научно-методической работе Бексултанова Б. О.; председатель цикловой методической комиссии по специальностям «Техническая эксплуатация подъёмнотранспортных, строительных, дорожных машин и оборудования» и «Техническое обслуживание, ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта» Аубакирова Н. К. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы докторанта Казахского университета путей сообщения Устемировой Райгуль Сериковны «Исследование взаимодействия пути и подвижного состава для улучшения динамических качеств локомотива» используется в учебном процессе колледжа при выполнении курсовых работ и дипломных проектов.

Зам. директор по УР

Койшыбаева Ж. К.

Зам. директор по НМР

Бексултанова Б. О.

Председатель цикла

Аубакирова Н. К.



«Утверждаю»
Президент КУПС
А.Д.Омаров
«22» 02 2020г

Акт О внедрении результатов научно-исследовательской работы

Мы, нижеподписавшиеся, представители Казахского университета путей сообщения кафедры «Транспортная техника, машиностроение и стандартизация» (ТТМиС): зав.кафедрой к.т.н., доцент: Сериккулова А.Т.; ст. преподаватель Алданова М.А.; зав.лабораторией Курмангалиев К.Ш., составили настоящий акт о том, что результаты научно-исследовательской работы Устемировой Райгуль Сериковны «Исследование взаимодействия пути и подвижного состава для улучшения динамических качеств локомотива» используются в учебном процессе при чтении спец.курсов и выполнении курсовых, дипломных работ (проектов), магистерских диссертации (проектов) на кафедре.

Зав. кафедрой «ТТМиС»
к.т.н., доцент

Сериккулова А.Т.

Ст.преподаватель
кафедры «ТТМиС»

Алданова М.А..

Зав. лабораторией
«ТТМиС»

Курмангалиев К.Ш.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ (ИСПОЛЬЗОВАНИЯ)

Результатов научно- исследовательской работы, докторанта PhD специальности 6D071300 – «Транспорт, транспортная техника и технологии» Казахского университета путей сообщения Устемировой Райгуль Сериковны

Предложенный в работе вариант изменения ширины рельсовой колеи с разработкой раздвижных колесных пар, способных без остановки движения изменять ширину колеи на специальных переводных путевых устройствах могут быть внедрены в технологический процесс пункта перестановки вагонов.

Внедрение результатов работы позволит сократить время простоя подвижного состава, увеличить скорость доставки грузов, время оборота вагона и объем перевозки транзитных грузов между Республикой Казахстан и Китайской Народной Республикой. Тем самым реализовать одну из стратегических задач стоящую перед АО «НК «Қазақстан Темір Жолы». Реализация данного проекта возможна при наличии финансирования и заинтересованности со стороны АО «НК «КТЖ».

Данный акт не является документом для предъявления каких-либо финансовых претензий по факту внедрения научных результатов диссертационной работы Устемировой Р.С.

Начальник тех отдела

Тортбаев К.С.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Дополнительные сведения и свойства сталей марок 20ХН3А и 30ХГТ

Таблица Б.1 – Е.1. Сталь марки 20ХН3А

Механические свойства стали 20ХН3А									
ГОСТ	Состояние поставки, режим термообработки	Сечение, мм	КП	$\sigma_{0,2}$ МПа	σ_B МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ (Дж/см ²)	НВ (HRC _Э), не более
ГОСТ 4543-71	Прутки. Закалка 820 °С, масло. Отпуск 500 °С, вода или масло	15	-	735	930	12	55	108	-
ГОСТ 8479-70	Поковки. Закалка. Отпуск	До 100	590 685	590 685	735 835	14 13	45 42	59 59	235-277 262-311
	Цементация 920-950 °С. Нормализация 870-890 °С, воздух. Отпуск 630-660 °С, воздух. Закалка 790-810 °С, масло. Отпуск 180-200, воздух.	100	-	690	830	11	50	69	Сердцевины 240 Поверхности (59÷63)

Таблица Б.2 – Механические свойства стали 20ХН3А в зависимости от сечения

Сечение, мм	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_4 , %	ψ , %	КСУ, Дж/см ²	HRC _Э
Закалка 850 °С, масло. Отпуск 200 °С, воздух						
5	1120	1420	12	55	86	44
15	1180	1370	13	65	76	44
20	1080	1270	13	65	89	44
Закалка 880 °С, масло. Отпуск 600 °С, воздух						
30	700	800	20	70	167	-
50	610	730	19	71	167	-
80	580	700	23	68	167	-
220	510	660	14	51	167	-
220	570	690	23	67	157	-

Таблица Б.3 – Механические свойства стали 20ХН3А в зависимости от температуры отпуска

Температура отпуска, °С	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	KCU, Дж/см ²	HRC _Э
Нормализация 860 °С, воздух. Закалка 810 °С, масло						
200	1270	1510	15	60	73	43
300	1260	1370	12	62	54	42
400	1180	1260	13	64	59	39
500	960	1000	19	66	83	32
600	720	780	24	73	162	22

Таблица Б.4 – Предел выносливости стали 20ХН3А

σ_{-1} , МПа	ϑ_{-1} , $\text{с} \sqrt{\text{Н}}$	n	Термообработка
382	-	10 ⁶	$\sigma_B=960$ МПа. Закалка 820 °С, масло. Отпуск 200 °С. $\sigma_B=730$ МПа. Закалка 820 °С, масло. Отпуск 500 °С. $\sigma_B=940$ МПа. Закалка 800 °С, масло. Отпуск 500 °С.
338	225		
421	-		

Таблица Б.5 – Ударная вязкость стали 20ХН3А, KCU (Дж/см²)

T= 20 °С	T= -20 °С	T= -40 °С	T= -50 (60) °С	Термообработка
167	-	69	64	Заготовка сечением 30 мм. Закалка 880 °С, масло. Отпуск 560 °С. Заготовка сечением 50 мм. Закалка 880 °С, масло. Отпуск 560 °С. Заготовка сечением 80 мм. Закалка 880 °С, масло. Отпуск 560 °С. Нормализация 860 °С, воздух. Закалка 810 °С, масло. Отпуск 600 °С. Заготовка сечением 220 мм. Закалка 880 °С, масло. Отпуск 630 °С.
167	-	83	73	
167	-	69	-	
196	122	100	(86)	
167	-	118	78	

Таблица Б.6 – Прокаливаемость стали 20ХН3А

Расстояние от торца, мм										Примечание
1,5	3	4,5	6	7,5	9	12	15	21	39	Закалка 830 °С
43÷51	42÷50,5	41÷50	39÷49	37,5÷47,5	35,5÷46	33÷43	31÷40,5	27,5÷35,5	22÷31	Твердость для полос прокаливаемости, HRC

Таблица Б.7 – Характеристика стали

Количество мартенсита, %	Критическая твердость, HRC _c	Критический диаметр в воде	Критический диаметр в масле
50	32÷37	70÷96	44÷62
90	39÷44	42÷64	20÷38

Таблица Б.8 – Физические свойства стали 20ХН3А

T, Град	E ×10 ⁻⁵ , МПа	α ×10 ⁶ , 1/Град	λ, Вт/(м·град)	ρ, кг/м ³	C, Дж/(кг·град)	R ×10 ⁹ , Ом·м
20	2.12		36	7850		270
100	2.04	11.5	35	7830	494	300
200	1.94	11.7	34		507	350
300	1.88	12	33	7760	523	450
400	1.69	12.6	33		536	550
500	1.69	12.8	31		565	650
600	1.53	13.2	31	7660	586	
700	1.38	13.6	30		624	
800	1.32	11.2	28		703	

Таблица Б.9 – Е.2. Сталь марки 30ХГТ

Механические свойства стали 30ХГТ								
ГОСТ	Состояние поставки, режим термообработки	Сечение, мм	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, кДж/м ²	НВ (HRC ₃), не более
ГОСТ 4543-71	Прутки. Нормализация 880-950 °С. Закалка 850 °С, масло. Отпуск 200 °С, вода или масло	Образцы	1270	1470	9	40	59	
ГОСТ 8479-70	Поковки. Закалка. Отпуск	До 100	685	835	13	42	59	262÷311
Цементация 920-950 °С. Закалка 840-860 °С, масло. Отпуск 180-200 °С, воздух		До 60	780	1080	12	35	59	Сердцевины 300 Поверхности (57÷63)
		100	730	880	12	35	59	Сердцевины 270 Поверхности (57÷63)
		150	690	830	12	30	49	Сердцевины 240 Поверхности (57÷63)

Таблица Б.10 – Механические свойства стали 30ХГТ в зависимости от сечения

Сечение, мм	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, кДж/м ²	HRC ₃
Закалка 850 °С, масло. Отпуск 200 °С, воздух						
5	1420	1620	12	50	63	
15	1180	1420	13	50	64	45
20	930	1180	14	50	81	38
25	830	1130	17	45	83	34

Таблица Б.11 – Механические свойства стали 30ХГТ в зависимости от температуры отпуска

Температура отпуска, °С	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, кДж/м ²	HRC ₃
Закалка 850 °С						
200	1420	1680	10	53		50
300	1270	1520	9	52	69	48
400	1180	1370	8	55	59	44
500	980	1080	11	59	98	38
600	7660	930	19	65	147	32

Таблица Б.12 – Ударная вязкость стали 30ХГТ, КСУ (Дж/см²)

T= +20 °C	T= -20 °C	T= -40 °C	T= -60 °C	Термообработка
61	57	56	54	Закалка 850 °C, масло. Отпуск 200 °C, воздух

Таблица Б.13 – Предел выносливости стали 30ХГТ

σ_{-1} , МПа	ρ_{-1} , $\sigma \neq N$	Сечение, мм	Состояние стали и термообработка
490	294	60	$\sigma_{0,2}=780$ МПа, $\sigma_B=980$ МПа, НВ 300
461	274	120	$\sigma_{0,2}=730$ МПа, $\sigma_B=920$ МПа, НВ 270-300
441	265	150	$\sigma_{0,2}=700$ МПа, $\sigma_B=870$ МПа, НВ 240-270

Таблица Б.14 – Прокаливаемость стали 30ХГТ (ГОСТ 4543-71)

Расстояние от торца, мм										Примечание
1,5	3	4,5	6	9	12	15	18	21	24	Закалка 880 °C
43÷53	42÷52	40,5÷51,5	38,5÷50,5	34,5÷48	30,5÷44,5	28÷41,5	25÷39	23÷37,5	35,5	Твердость для полос прокаливаемости, HRC

Таблица Б.15 – Характеристика стали

Количество мартенсита, %	Критическая твердость, HRC _c	Критический диаметр в воде, мм	Критический диаметр в масле, мм
50	37÷41	35÷75	1÷46
90	42÷47	12÷47	4÷24

Таблица Б.16 – Физические свойства стали 30ХГТ

T, Град	$E \times 10^{-5}$, МПа	$\alpha \times 10^6$, 1/Град	λ , Вт/(м·град)	C, Дж/(кг·град)
1	2	3	4	5
20	2.12		36	
100	2.02	10.5	37	495
200	1.95	12	36	508
300	1.89	12.7	34	525
400	1.74	13.3	33	537

Продолжение таблицы Б.16

1	2	3	4	5
500	1.69	13.8	31	567
600	1.57	14	29	588
700	1.38		28	626
800	1.32		28	705

Таблица Б.14 – Краткие обозначения

σ_b	- временное сопротивление разрыву (предел прочности при растяжении), МПа	Σ	- относительная осадка при появлении первой трещины, %
$\sigma_{0,05}$	- предел упругости, МПа	ϑ	- предел прочности при кручении, максимальное касательное напряжение, МПа
$\sigma_{0,2}$	- предел текучести условный, МПа	$\sigma_{изг}$	- предел прочности при изгибе, МПа
$\delta_5, \delta_4, \delta_{10}$	- относительное удлинение после разрыва, %	σ_{-1}	- предел выносливости при испытании на изгиб с симметричным циклом нагружения, МПа
$\sigma_{сж0,05}$ и $\sigma_{сж}$	- предел текучести при сжатии, МПа	ϑ_{-1}	- предел выносливости при испытании на кручение с симметричным циклом нагружения, МПа
ν	- относительный сдвиг, %	ν	- количество циклов нагружения
σ_b	- предел кратковременной прочности, МПа	R и ρ	- удельное электросопротивление, Ом·м
ψ	- относительное сужение, %	E	- модуль упругости нормальный, ГПа
KCU и KCV	- ударная вязкость, определенная на образце с концентраторами соответственно вида U и V, Дж/см ²	T	- температура, при которой получены свойства, Град
σ_T	- предел пропорциональности (предел текучести для остаточной деформации), МПа	λ и λ	- коэффициент теплопроводности (теплоемкость материала), Вт/(м·°C)
HB	- твердость по Бринеллю	C	- удельная теплоемкость материала (диапазон 20° - T), [Дж/(кг·град)]
HV	- твердость по Виккерсу	ρ_v и ρ	- плотность кг/м ³
HRC ₃	- твердость по Роквеллу, шкала C	a	- коэффициент температурного (линейного) расширения (диапазон 20° - T), 1/°C
HRB	- твердость по Роквеллу, шкала B	σ_T^t	- предел длительной прочности, МПа
HSD	- твердость по Шору	G	- модуль упругости при сдвиге кручением, ГПа