

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА ИМЕНИ М.И.КАЛИНИНА

На правах рукописи

ЧЕРНЯК Анна Дьевна

УДК 625.262:621.6.034

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ШЕСТИОСНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СВЯЗЕЙ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ

05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и
тяга поездов

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск 1968

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Программой ускорения социально-экономического развития нашей страны, выдвинутой партией на современном этапе построения коммунистического общества, предусмотрен перевод экономики на рельсы интенсификации. В соответствии с мерами по коренной перестройке народного хозяйства предстоит большая работа по техническому перевооружению его важнейших отраслей, включая железнодорожный транспорт. В ближайшей перспективе парк подвижного состава пополнится транспортными средствами, создаваемыми с использованием последних достижений науки и техники. При этом существенно возрастает роль научной обоснованности принимаемых технических решений.

Установившиеся тенденции к сокращению сроков проектирования, постройки и доводки новых локомотивов выдвигают в число первостепенных проблему разработки методов, которые позволили бы в короткие сроки определить рациональные параметры экипажной части, обеспечивающие требуемые динамические качества машины. Решение проблемы в настоящее время должно базироваться на применении в процессе проектирования ЭВМ и методов математического моделирования.

Цель диссертационной работы состоит в разработке математической модели, адекватно описывающей боковые колебания шестиосных тепловозов на прямых и круговых кривых, реализации на ЭВМ расчетной модели путем разработки алгоритмов и программ решения задачи, выдачи рекомендаций по выбору рациональных конструктивных схем и параметров подвешивания ходовых частей на основе многовариантных параметрических исследований.

Методика исследований. Исследования динамической нагруженности шестиосных тепловозов выполнены с помощью ЭВМ методами цифрового моделирования. Устойчивость движения тепловоза оценивалась путем структурного анализа построенных расчетных моделей с решением полной проблемы собственных значений матриц коэффициентов уравнений движения. Для определения параметров аппроксимации приведенных профилей поверхности тепловозных колес использовался градиентный метод оптимизации со случайным выбором начальных точек. Динамическая нагруженность шестиосного тепловоза анализировалась по результатам решений нелинейных дифференциальных уравнений движения с использованием численного интегрирования методом Рунге-Кутты. Достоверность результатов получаемых с помощью

применяемой методики, подтверждалась сопоставлением данных теоретических и экспериментальных исследований.

Научная новизна заключается в разработке универсальной математической модели колебаний шестiosных тепловозов, позволяющей получить ряд модифицированных моделей. Реализована петлеобразная характеристика связи, обеспечивающая неупругое сопротивление взаимным перемещениям тел в плоскости их движения. Предложен способ определения коэффициента эквивалентного вязкого трения, использованный для линеаризации уравнений движения.

Построены подсистемы, соответствующие возможным структурным состояниям, образующимся вследствие переменности характеристик горизонтальных связей кузова и экипажной части тепловоза. Определены такие состояния, при которых движение локомотива будет асимптотически устойчивым при повышенных скоростях.

Разработан способ определения параметров аппроксимации приведенных профилей поверхностей катания колес с учетом реальных геометрических условий сопряжения поперечных очертаний колеса и рельса.

Практическая ценность работы. Разработанное математическое описание колебаний тепловоза применимо для прогнозирования динамической нагруженности перспективных шестiosных локомотивов и обоснования новых технических решений.

На этапе проектирования проведен анализ динамической нагруженности шестiosного тепловоза типа ТЭ127 при различных вариантах экипажной части. Разработаны конкретные рекомендации по совершенствованию конструктивных вариантов.

При оценке динамической нагруженности шестiosного тепловоза типа ТЭ127 установлено, что для данного класса машин улучшение динамических показателей возможно за счет выполнения буксовых узлов всех колесных пар с осевыми зазорами (около 0,014 м).

В результате проведенных исследований показано, что реализация достаточно большого неупругого сопротивления угловой связи кузова со второй по ходу движения тележкой или с обеими тележками исключает условия установления автоколебательных режимов движения локомотива при повышенных скоростях движения (до 216 км/ч).

Реализация работы. Диссертационная работа выполнена по тематике, утвержденной Президиумом АН УССР. Диссертация написана по результатам исследований, которые проведены автором при выполнении научно-исследовательских работ в рамках региональной комплексно-целевой программы "Донбасс", в соответствии с планом

новой техники производственного объединения "Ворошиловградтепловоз", а также по хозяйственному договору между Институтом технической механики АН УССР и производственным объединением "Ворошиловградтепловоз".

Разработанные в диссертации рекомендации по выбору рациональных параметров переданы производственному объединению "Ворошиловградтепловоз" и внедрены при создании тепловоза серии ТЭ127. В связи с тем, что тепловоз типа ТЭ127 предназначается, в основном, для экспортных поставок, расчет экономической эффективности от его внедрения не производился.

Методика и программы исследования боковых колебаний шестиосных тепловозов с помощью ЭВМ переданы производственному объединению "Ворошиловградтепловоз" и Всесоюзному научно-исследовательскому тепловозному институту. Использование разработанной методики позволило сократить цикл натурных ходовых испытаний. Экономический эффект от внедрения методики составил 97,43 тыс. руб.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (Ворошиловград, 1961 г.), Всесоюзной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (Днепропетровск, 1964 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности" (Ворошиловград, 1965 г.), заседаниях научно-технического совета ПКТИ производственного объединения "Ворошиловградтепловоз" (1962 г., 1965 г.).

Материалы диссертации в целом доложены на заседаниях семинара отдела колебаний и устойчивости механических систем и ученого Совета ИТМ АН УССР.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в семи печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников и семи приложений. Материал диссертации изложен на 125 страницах машинописного текста, содержит 30 иллюстраций и 27 таблиц. Список использованной литературы насчитывает 136 источников.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обсуждается актуальность работы, сформулирована цель работы и кратко изложено содержание диссертации.

В первой главе приводится обзор методов анализа динамических качеств тепловозов, определяемых в основном параметрами их боковых колебаний. Излагается состояние проблемы, поставлены задачи исследований и определены этапы выполнения работы.

Существенный вклад в создание основ теории колебаний подвижного состава внесли М.Ф.Вериго, С.В.Вершинский, М.В.Винокуров, А.М.Годыцкий-Цвирко, В.Н.Данилов, С.М.Куценко, Н.А.Ковалев, В.А.Лазарян, Э.Б.Модель, Н.И.Челноков.

Развитие основных научных направлений в области динамики подвижного состава связано с именами Е.П.Блохина, Л.О.Грачевой, В.Д.Дановича, Д.В.Демина, О.П.Ершкова, И.П.Исаева, А.А.Камеева, В.А.Камаева, А.Я.Когана, М.Л.Коротенко, А.А.Львова, Л.А.Манашкича, Д.С.Романа, А.Н.Савоськина, М.М.Соколова, Т.А.Тибилова, В.Ф.Ушкалова, А.А.Хохлова, В.Д.Хусидова, В.Н.Шестакова. Глубокие экспериментальные и теоретические исследования динамики и прочности тягового подвижного состава проводят А.И.Беляев, И.В.Бирюков, А.И.Блейхер, А.Л.Голубенко, М.М.Голубятников, Л.К.Добрынин, А.С.Евстратов, П.П.Жибров, В.Н.Кашников, А.И.Кокорев, Г.С.Михальченко, К.М.Соловьев и многие другие. Благодаря деятельности ведущих ученых успешно развиваются исследования по основным разделам динамики локомотивов научными коллективами ряда вузов, НИИ и КБ.

Расчетные схемы рельсовых экипажей выбираются в соответствии с их конструктивными особенностями. Как правило, это - системы из нескольких твердых тел, обладающих сосредоточенной массой, соединенных разнообразными связями.

Используемые при исследованиях устойчивости движения локомотивов расчетные модели отличаются по степени детализации. Исследования устойчивости движения экипажей проводятся с использованием линейных или линеаризованных уравнений.

Математические модели, адекватно описывающие основные свойства экипажей как механических систем, включают существенные нелинейности, обусловленные наличием узлов сухого трения, зазорами в соединениях несущих элементов и т.п. Необоснованная линейная идеализация таких моделей приводит к значительным искажениям результатов и ошибочным выводам. Поэтому применение линейного анализа к оценке устойчивости движения рельсовых экипажей неизбежно проходит через решение задачи линеаризации с использованием специальных подходов и методов.

Универсальным методом исследования динамики подвижного состава железных дорог остается прямое интегрирование систем обыкновенных дифференциальных уравнений.

новенных дифференциальных уравнений. Практически всеми авторами работ в указанном направлении рассматриваются боковые колебания локомотивов при движении на выезде. Предполагается, что сила тяги ослабляет боковые колебания. Такое положение объясняется перераспределением горизонтальных составляющих сил, действующих в контакте ведущего колеса и рельса.

Конструктивные особенности экипажных частей, в частности, устройств их соединения с кузовами локомотивов, требуют обязательной оценки нагруженности как при прямолинейном движении, так и при движении в кривых. Некоторыми авторами указывается, что режим движения по кривой, взаимодействие локомотива и пути на этих участках являются наиболее нагруженными как для пути, так и для локомотива. Исходя из допущения о том, что взаимодействие на путь в кривых определяется в основном постоянными составляющими поперечных сил, многие авторы оценивали эти силы согласно расчетам квазистатического вписывания экипажа в кривые. В последнее время на первый план выдвигаются вопросы динамики локомотивов при движении по криволинейным участкам с неровностями.

Основными внешними силами, действующими на рельсовый экипаж, являются силы, возникающие в контактных зонах колеса и рельса. Благодаря экспериментальным и теоретическим исследованиям, проведенным И.И.Калкером, С.М.Куценко, Н.Н.Менчутиным, М.Л.Коротенко и др., теория, объясняющая характер этих сил и методику их определения, в настоящее время достаточно полно развита. При исследованиях динамики рельсовых экипажей существенное значение имеет неединственный характер касательных сил взаимодействия колес и рельсов.

Многими исследователями указывается на влияние формы поверхности катания колес и геометрии головки рельса. В ранних работах по динамике рельсовых экипажей допускалось, что все колеса имеют конические поверхности катания. В ряде случаев профиль поверхности катания колеса аппроксимировали различными функциями.

Динамические качества рельсовых экипажей во многом определяются параметрами ходовых частей, их конструктивными схемами, параметрами упруго-диссипативных элементов, ключенных в систему рессорного подвешивания, и других связей, в т.ч. устройств соединения с кузовом. До недавнего времени основные подходы к подбору параметров с целью улучшения динамических показателей локомотивов базировались преимущественно на эксперименте. Преобладание эмпирического пути при выборе технических решений можно объяснить рядом причин, в том числе, отсутствием эффективных методов математи-

ческого моделирования применительно к задачам динамики локомотивов.

Практическая ценность исследований динамических качеств локомотивов обосновывается необходимостью улучшения их эксплуатационных характеристик, обеспечивающих уменьшение износа экипажа, ходовых частей и верхнего строения пути, повышение безопасности движения. Изменение отдельных параметров по-разному влияет на динамические показатели при прямолинейном и криволинейном движении.

Результаты слитно-конструкторских разработок экипажных частей локомотивов, их доводки и внедрения в эксплуатацию свидетельствуют о необходимости обоснования решений, принимаемых при выборе конструктивных вариантов, расчетным путем с использованием достоверных математических моделей динамических процессов, протекающих в движущихся конструкциях. Теоретический подход позволяет на стадии проектирования избежать многосложных работ и сконцентрировать внимание разработчиков на основных вариантах создаваемой машины. В конечном счете следует ожидать улучшения качества проекта и сокращения сроков конструкторских разработок, а затем — и внедрения образцов новой техники в практику.

Во второй главе разработана универсальная математическая модель колебаний шестиосного тепловоза, позволяющая получать ряд модифицированных моделей для приемлемой оценки динамической нагруженности шестиосных тепловозов.

Расчетная схема шестиосного тепловоза представлена системой девяти твердых тел (кузова, две рамы тележек, шесть колесных пар), соединенных упругими и диссипативными элементами. Принято, что колесные пары перемещаются в горизонтальной плоскости, а поступательные перемещения всех тел системы вдоль продольной оси равны. Связь кузова тепловоза с каждой тележкой осуществляется во семью упругими элементами, рассредоточенными по несущей конструкции ходовой части.

Особенностью модели, отличающей ее от ранее используемых, является насыщение нелинейными характеристиками, отражающими свойства связей локомотива. Силовая характеристика шкворнового узла представлена билинейной зависимостью с предварительным натягом.

Сочетание в устройствах опирания кузова на экипажную часть пар трения и упругих элементов обуславливает петлеобразность характеристик связей, работающих при взаимных горизонтальных посту-

пательных и угловых перемещениях кузова и рам тележек. Усилие в каждой связи Z_ℓ ($\ell = 1, 2$) является функцией полного взаимного перемещения кузова и рамы тележки в точке установки упругого элемента x_ℓ и его производной по времени \dot{x}_ℓ . Аналитическая зависимость Z_ℓ имеет вид

$$Z_\ell = \begin{cases} \tilde{Z}_\ell + c_2(x_\ell - \tilde{x}_\ell) & \text{при } |Z_\ell| < F_a \operatorname{sign} \dot{x}_\ell + \\ & + c_1(x_\ell - \frac{F_a}{c_2} \operatorname{sign} \dot{x}_\ell); \\ F_a \operatorname{sign} \dot{x}_\ell - c_1(x_\ell - \frac{F_a}{c_2} \operatorname{sign} \dot{x}_\ell), \end{cases} \quad (1)$$

где \tilde{Z}_ℓ , \tilde{x}_ℓ - соответственно усилие и перемещение в момент изменения знака \dot{x}_ℓ ;

F_a - амплитудное значение силы сухого трения;

c_1 - суммарная жесткость упругих элементов, параллельно работающих с фрикционным элементом;

c_2 - суммарная жесткость всех упругих элементов.

Полное взаимное перемещение кузова и рамы тележки определяется по составляющим в поперечном $\Delta_{y\ell}$ и продольном $\Delta_{x\ell}$ направлениях. Производная сложной функции \dot{x}_ℓ равна

$$\dot{x}_\ell = \frac{\Delta_{x\ell} \dot{\Delta}_{x\ell} + \Delta_{y\ell} \dot{\Delta}_{y\ell}}{\sqrt{\Delta_{y\ell}^2 + \Delta_{x\ell}^2}} \quad (2)$$

где $\dot{\Delta}_{x\ell}$ и $\dot{\Delta}_{y\ell}$ - производные по времени от относительных перемещений рассматриваемого элемента связи в продольном и поперечном горизонтальных направлениях соответственно.

Составляющие силы в упруго-диссипативной связи определяются по формулам

$$Z_{x\ell} = Z_\ell \frac{\dot{\Delta}_{x\ell}}{\Delta_\ell}, \quad Z_{y\ell} = Z_\ell \frac{\dot{\Delta}_{y\ell}}{\Delta_\ell} \quad (3)$$

где $\Delta_\ell = \sqrt{\Delta_{x\ell}^2 + \Delta_{y\ell}^2}$ - полная скорость перемещения точек кузова и тележки в месте установки элемента.

В построенной расчетной модели колебаний шестиосного тепловоза предусмотрена возможность задания параметров буксовых связей различными для всех колесных пар. Кроме того, учтено, что в буксовой связи каждой колесной пары может иметь место осевой зазор, отличный от других.

К существенным нелинейностям относится зависимость измене-

ния радиусов кругов катания колес. Для того, чтобы получить выражения, используемые в уравнениях движения тепловоза, потребовалось построить приведенный профиль поверхности катания колеса. Для этого решена задача о нахождении точки касания двух кривых в зависимости от их взаимного расположения.

В соответствии с предложенным способом профили поверхностей катания колеса и рельса разбиваются на характерные участки, образуемые дугами окружностей или прямолинейными отрезками. Для однозначного определения дуг окружностей радиусам присваиваются соответствующие знаки. При сближении кривых учтена подуклонка рельсов. Затем вычисляются координаты центров окружностей дуги которых образуют очертания колеса и рельса. Далее, с использованием методов аналитической геометрии, определяется минимальное расстояние между заданными очертаниями профилей при их взаимном смещении. В результате такого построения найдено изменение радиуса дуга катания колеса. Смещению колеса относительно рельса в диапазоне, ограниченном возможными взаимными положениями колеса и рельса, соответствует дискретное представление приведенного профиля поверхности катания колеса.

Задаваясь видом аппроксимирующей функции по найденному дискретному представлению, определялись ее параметры минимизацией относительной погрешности градиентным методом. Разработанный алгоритм реализован в виде программы. Получены параметры гиперболической аппроксимации для профилей локомотивных колес различной конфигурации.

Дифференциальные уравнения колебаний шестисосных тепловозов составлены как уравнения Лагранжа второго рода. В случае криволинейного движения вертикальная сила, действующая от колеса на рельс, определяется с учетом перераспределения нагрузок. В уравнения включены члены, учитывающие действие центробежной силы и возвышение наружного рельса. Разработанная модель включает также нелинейность сил взаимодействия колес и рельсов. Учтена упругость пути в поперечном горизонтальном направлении.

В качестве возмущающего воздействия заданы функции времени, описывающие геометрические неровности колеи. Рассматривались детерминированные (синусоидальные) и случайные возмущения, действующие на колеса со стороны рельсов. Спектральная плотность случайного процесса, описывающего возмущение горизонтальной неровности рельсовой колеи, представлена зависимостью

$$S(\omega) = \frac{\kappa}{\omega^2 + \alpha^2} \quad (4)$$

Горизонтальные неровности пути формировались в результате решения дифференциальных уравнений вида

$$\dot{y}(t) = -Ay(t) + W(t), \quad (5)$$

где $W(t)$ - белый шум;

$y(t)$ - случайная переменная;

$A = 2\pi \nu \alpha$ - коэффициент, влияющий на частоту среза спектральной плотности случайной переменной.

Исследование боковых колебаний локомотива сведено к решению нелинейных дифференциальных уравнений 66-го порядка. Для решения использован метод численного интегрирования Адамса-Башфорта с разгоном по методу Рунге-Кутты четвертого порядка.

В качестве показателей, характеризующих динамическую нагруженность, принимались величины, составляющие общепринятую систему оценки ходовых качеств рельсовых экипажей, такие как боковые и рамные силы, относительные горизонтальные поперечные перемещения кузова и рам тележек в шкворновых сечениях, горизонтальные поперечные ускорения кабины машиниста, рам тележек и колесных пар.

В третьей главе анализ динамических характеристик тепловоза, определяемых горизонтальными связями кузова и экипажной части, проведен по упрощенным моделям.

Наличие в системе элементов с релейными характеристиками создает предпосылки для переменности структуры. Для прогнозирования динамических характеристик тепловоза, определяемых горизонтальными связями кузова и ходовых частей, использованы положения разработанной ранее методики замещения нелинейной модели линеаризованными системами.

В работе способ развит на случай, когда устройство демпфирования обеспечивает неупругое сопротивление при взаимном перемещении тел по двум направлениям с учетом петлеобразной характеристики связи. Коэффициент эквивалентного вязкого трения для характеристики вида (I) определяется из условия равенства работ сил трения за один период колебаний

$$\beta_{\text{эк}} = \frac{4F_a(c_2 - c_1)(c_2 a_2 - F_a)}{\pi \omega a_2^2 c_2^2}, \quad (6)$$

где a_2 , ω - амплитуда и частота колебаний.

Так как $c_2 > c_1$, то формула (6) справедлива в случае, когда $a_2 > \frac{F_a}{c_2}$. В противном случае, когда $a_2 \leq \frac{F_a}{c_2}$, усилие яв-

нейно зависит от перемещения, и неупругое сопротивление отсутствует ($\beta_{xx} = 0$). Значения a_2 и ω вычисляются итерационным способом, основанном на многократном решении проблемы собственных значений матрицы коэффициентов линеаризованных уравнений движения.

С помощью предложенной методики исследована устойчивость возможных четырех структурных состояний системы. Определены два состояния, реализация которых обеспечивает устойчивость движения тепловоза при повышенных скоростях движения. Рациональные (с точки зрения устойчивости движения) структурные схемы горизонтальных связей шестiosного тепловоза обеспечиваются достаточно большим сопротивлением повороту в горизонтальной плоскости второй по ходу движения тележки или обеих тележек относительно кузова.

Проведена оценка нагруженности тепловоза в установившихся режимах криволинейного движения при возможных структурных состояниях. Установлено, что реализация структурных состояний, допускающих взаимные угловые перемещения кузова и рам первой или обеих тележек в плане, позволяет несколько снизить уровень горизонтальных сил, действующих на колесные пары тепловоза при криволинейном движении.

В четвертой главе проведен анализ динамической нагруженности ходовых частей шестiosного тепловоза типа ТЭ127, конструкция которого разработана производственным объединением "Ворошиловградтепловоз", при движении по прямым участкам пути с детерминированными и случайными неровностями.

Особое внимание было уделено исследованию влияния параметров нелинейных характеристик на динамические показатели тепловоза при различных вариантах исполнения связей ходовых частей. Установлено, что изменение поперечной горизонтальной жесткости буксового узла в диапазоне от 2250 до 4100 кН/м мало влияет на уровень боковых и рамных сил, если скорость движения тепловоза меньше 38 м/с. При более высоких скоростях движения тепловоза уровень боковых и рамных сил выше при большей жесткости буксового узла.

Рассмотрено влияние на выходные характеристики рамных сил наличия зазора в буксовых узлах средних колесных пар. Проведенные расчеты показали, что при наличии осевых зазоров горизонтальные силы, действующие на средние колесные пары при скорости движения $v \leq 33,3$ м/с (120 км/ч), значительно ниже, чем в случае связей без зазоров. Показано, что зазоры в буксовых узлах средних колесных пар приводят к неравномерному распределению рамных сил по колесным парам.

При повышенных скоростях движения рамные силы, действующие на средние колесные пары, несколько меньше для варианта без осевых зазоров. Использование буксовы узлов средних колесных пар с поперечными осевыми зазорами не приводит к улучшению динамических качеств тепловоза при повышенных скоростях движения.

Рассмотрены четыре конструктивных варианта ходовых частей тепловоза, отличающиеся осевыми зазорами по всем колесным парам: первый - по крайним колесным парам зазор $\Delta = 0$, по средним - $\Delta_e = 0,014$ м; второй - по всем колесным парам поперечный осевой зазор принят равным $0,002$ м; третий - по крайним колесным парам зазор равен $0,002$ м, по средним - $0,014$ м; четвертый - зазор по всем колесным парам задан одинаковым и равным $0,014$ м. Расчеты показали, что наименьшие рамные силы получены для четвертого конструктивного варианта при наличии одинакового поперечного осевого зазора в буксовых узлах всех колесных пар, равного $0,014$ м.

Проведены исследования колебаний тепловоза при двух схемах подвешивания тяговых двигателей. Сопоставление результатов моделирования показало, что в случае опорно-осевой схемы подвешивания тяговых двигателей нагруженность тепловоза рамными силами несколько выше и, наоборот, значительно ниже уровень поперечных горизонтальных ускорений кузова, чем в случае опорно-рамной схемы подвешивания.

С использованием нелинейной модели было проведено исследование влияния зазора в шкворневом узле. Результаты моделирования показали, что в диапазоне скоростей движения ниже критической (до 120 км/ч) зазор в шкворневом узле не влияет на уровень рамных сил. При увеличении скорости движения нагруженность рамными силами меньше в том случае, когда шкворневой узел имеет больший зазор. Рассмотрены также варианты конструкции узла с предварительным натягом и с жесткостью, имитирующей ограничение. По результатам расчетов сделан вывод о необходимости реализации конструкции шкворневого узла с малым сопротивлением при горизонтальных поперечных перемещениях между кузовом и разой тележки до $0,03$ м.

Из анализа динамической нагруженности шестiosного тепловоза при движении по прямолинейному пути с неровностями установлена необходимость использования устройств опирания кузова на экипажную часть с неупругим сопротивлением. Использование фрикционного демпфирования значительно снижает поперечные силы, действующие на экипажную часть тепловоза.

Действие сил сухого трения в опорах кузова способствует снижению чувствительности горизонтальных поперечных ускорений кузова по отношению к скорости движения.

Анализ динамической нагруженности тепловоза типа ТЭ127 был проведен на этапе проектирования. Результаты моделирования боковых колебаний тепловоза позволили предложить конкретные рекомендации, принятые при разработке технической документации. В дальнейшем опытный образец тепловоза прошел предварительные заводские динамические испытания. Затем состоялись его натурные ходовые испытания на фиксированном участке пути.

Полученные в испытаниях максимальные значения горизонтальных сил, действующих на первую и четвертую колесные пары при движении тепловоза на прямом участке пути со скоростями от 21 м/с (75 км/ч) до 27,7 м/с (90 км/ч), изменяются от 8 до 14 кН. Максимальные значения сил по первой колесной паре, полученные теоретически и экспериментально практически совпадают. Значения сил, действующих на четвертую колесную пару в эксперименте, ниже расчетных значений.

Проведено сопоставление максимальных значений рамных сил, отмеченных при движении тепловоза ТЭ127 в круговой кривой с радиусом, равным 300 м. При увеличении скорости движения от 8,5 м/с (30 км/ч) до 19,5 м/с (70 км/ч) максимальные значения сил, действующих на первую колесную пару, увеличиваются от 30 до 65 кН. Расчетные значения рамных сил совпадают с полученными экспериментальным путем. Из результатов сопоставления данных расчета и эксперимента следует, что разработанная методика исследований позволяет давать приемлемую оценку нагруженности рамными силами ходовых частей по верхнему уровню.

В пятой главе представлены результаты анализа нагруженности ходовых частей шестиосного тепловоза типа ТЭ127 при движении по круговым кривым с детерминированными и случайными неровностями пути. Исследованы боковые колебания тепловоза, движущегося в круговых кривых с радиусами $R = 600, 350$ и 220 м. Возвышение наружного рельса h_r составляло 0,15 м для кривых с радиусами 600 и 350 м. Полагалось, что кривая с радиусом 220 м расположена в горизонтальной плоскости. В расчетах зазор колесной пары в колее принимался равным 0,014 м; 0,024 и 0,029 м для кривых с радиусами $R = 600, 350$ и 220 м соответственно.

Для оценки целесообразности использования буксовых узлов средних колесных пар с осевыми зазорами Δ_c рассмотрены расчетные варианты, когда $\Delta_c = 0,005; 0,008; 0,010$ м. Получено,

что наличие зазоров Δ_c приводит к увеличению неравномерности распределения рамных сил по колесным парам. Изменение Δ_c от 0,005 до 0,010 м не оказывает заметного влияния на уровень нагруженности экипажной части горизонтальными поперечными силами.

Моделирование боковых колебаний локомотива при криволинейном движении проведено для вариантов распределения осевых зазоров, указанных в главе 4. Оценки математических ожиданий и максимальных значений рамных сил $m_{H_{pj}}$ и $\max H_{pj}$ (j - номер колесной пары), вычисленные при $R = 600$ м и $v = 31,6$ м/с, приведены в таблице.

Таблица

Оценки математических ожиданий и максимальных значений рамных сил

Номер варианта	Значения $\frac{m_{H_{pj}}}{\max H_{pj}}$ в кН					
	H_{p1}	H_{p2}	H_{p3}	H_{p4}	H_{p5}	H_{p6}
1	<u>18,7</u> 66,7	<u>2,0</u> 9,1	<u>7,1</u> 37,2	<u>10,0</u> 58,4	<u>3,2</u> 12,7	<u>16,5</u> 56,3
2	<u>15,6</u> 57,1	<u>6,4</u> 28,8	<u>6,5</u> 28,1	<u>7,8</u> 43,0	<u>9,6</u> 41,9	<u>11,7</u> 45,4
3	<u>17,9</u> 53,5	<u>3,1</u> 10,5	<u>7,3</u> 30,2	<u>10,5</u> 49,9	<u>4,2</u> 13,7	<u>14,7</u> 48,7
4	<u>12,9</u> 38,9	<u>8,5</u> 17,5	<u>8,2</u> 16,0	<u>8,4</u> 30,1	<u>9,0</u> 27,9	<u>10,1</u> 27,2

Результаты моделирования показали, что вариант с осевыми зазорами во всех буксовых узлах, равными 0,014 м, позволяет получить равномерное распределение и наименьший уровень горизонтальных сил, действующих на все колесные пары.

Как и в случае движения по прямым участкам пути, отсутствие трения в опорах кузова на тележки оказывает неблагоприятное влияние на динамические качества тепловоза. Проведенные расчеты позволили установить, что рациональное значение коэффициента трения скольжения в опорных устройствах равно 0,05.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель боковых колебаний шестисоснового тепловоза при движении по прямолинейным и криволинейным (в круговых кривых) участкам пути с геометрическими неровностями рельсовых нитей в плане, включающая существенно нелинейные характеристики поверхностей катания колес, сил взаимодействия колес и рельсов, буксовых связей, шкворневых узлов и спорных устройств. В построенной модели упруго-фрикционные связи устройств опирания кузова на экипажную часть в общем виде имеют петлеобразные силовые характеристики. Кроме того, учтены рассредоточенность упругих элементов центрального подвешивания и разброс параметров характеристик связей буксовых узлов.

2. Разработан способ построения и аппроксимации приведенных профилей поверхности катания локомотивных колес различной конфигурации.

3. Метод представления нелинейных дифференциальных уравнений движения систем с релейными характеристиками совокупностями линейных дифференциальных уравнений распространен на математическую модель боковых колебаний шестисоснового тепловоза. Построены подсистемы, соответствующие возможным структурным состояниям, обусловленным переменностью характеристик горизонтальных угловых связей кузова и экипажной части.

4. Проведено исследование устойчивости возможных структурных состояний тепловоза типа ТЭ127 в диапазоне скоростей движения от 10 до 60 м/с (36-216 км/ч). Определены структурные состояния горизонтальных связей, при которых движение локомотива будет асимптотически устойчивым во всем рассмотренном диапазоне скоростей.

5. Дана оценка нагруженности тепловоза в установившихся режимах криволинейного движения при возможных структурных состояниях.

6. Исследование динамических качеств тепловоза типа ТЭ127 выполнено с учетом воздействия на экипажную часть горизонтальных возмущений детерминированного и случайного характера. При этом проведена оценка влияния на ходовые качества тепловоза неупругого сопротивления в опорах кузова на тележки, упругих характеристик буксовых узлов, характеристик шкворневого узла. Рассмотрено влияние на динамические характеристики тепловоза использования для оборудования колесных пар буксовых узлов с осе-

выми зазорами.

7. Сопоставление результатов моделирования боковых колебаний шестиосного грузо-пассажирского тепловоза ТЭ127 и данных экспериментальных исследований подтверждает достоверность расчетной модели.

8. Результаты моделирования боковых колебаний тепловоза позволили провести анализ динамической нагруженности шестиосного тепловоза типа ТЭ127 при различных его конструктивных схемах и определить рациональные структурные схемы и параметры горизонтальных связей ходовых частей. На этапе проектирования разработаны следующие рекомендации:

8.1. Поскольку существенное улучшение динамических характеристик тепловоза отмечается в случаях, когда в опорах кузова на тележки действуют силы сухого трения, соответствующие коэффициенту трения 0,05, рекомендуется использование устройства опирания кузова на экипажную часть с пониженным неупругим сопротивлением;

8.2. Рассмотренные характеристики шворневого узла равнозначны с точки зрения ходовых качеств тепловоза и поэтому могут быть выбраны по конструктивным соображениям;

8.3. Так как использование буксовых узлов средних колесных пар с осевыми зазорами приводит к неравномерной нагруженности горизонтальными поперечными силами колесных пар, то следует использовать буксовое подвешивание либо без осевых зазоров по средним колесным парам, либо с осевыми зазорами 0,014 м по всем колесным парам;

8.4. Горизонтальная поперечная жесткость буксового подвешивания может выбираться в диапазоне от 2250 до 4100 кН/м;

8.5. Так как проведенный анализ динамических характеристик шестиосного тепловоза с рассмотренными вариантами подвешивания тяговых двигателей не дал существенно отличных результатов, то окончательное решение о выборе схемы подвешивания двигателей может быть принято на основании данных технико-экономических оценок.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Демин Д.В., Маркова О.М., Черняк А.Д. Боковые колебания шестиосного тепловоза перспективной конструкции / Ин-т техн. механики АН УССР. - Днепропетровск, 1983. - 50 с. - Деп. в ВИНТИ № 4676 - 83.

2. Боковые колебания шестиосного тепловоза при криволинейном движении / Маркова О.М., Черняк А.Д., Возняк Н.К., Спирыгин И.К. // Проблемы механики ж.-д. трансп.: Повышение надежности и совершенствование констр. подвижного состава. Тез. докл. - Днепропетровск, 1964. - С. 63.
3. Демин Д.В., Маркова О.М., Черняк А.Д. Исследование боковых колебаний шестиосного тепловоза // Динамика, нагруженность и надежность подвижного состава. - Днепропетровск, 1965. - С. 65 - 72.
4. Демин Д.В., Черняк А.Д. Нагруженность шестиосных тепловозов при боковых колебаниях // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. - Брянск, 1966. - С. 142 - 146.
5. Динамическая нагруженность при боковых колебаниях шестиосного тепловоза / Д.В.Демин, А.Д.Черняк, И.К.Спирыгин, Н.К.Возняк // Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности. Тез. докл. - Ворошиловград, 1965. - С.9.
6. Демин Д.В., Черняк А.Д. Боковые колебания и динамические качества локомотивов / Ин-т техн. механики АН УССР. - Днепропетровск, 1966. - 30 с. - Деп. в ВИНТИ, № 727-В87.
7. Оценка динамических качеств шестиосного тепловоза ТЭ127 с помощью математического моделирования / О.М.Маркова, А.Д.Черняк, Н.К.Возняк, И.К.Спирыгин, В.А.Пузанов, Э.М.Сорочкин // Тр. ВНИТИ. - Коломна, 1967. - Вып. 66. - С. 152-158.

Черняк Анна Юрьевна

Прогнозирование динамической нагруженности шестиосных тепловозов и определение рациональных параметров горизонтальных связей ходовых частей

Об.22.07 – Подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Подписано к печати 15.01.88 БТ 70002

Формат 60x84 1/16. Бумага для множительных аппаратов.
Ротапринт. Усл. печ.л. 1,1. Уч. – изд. л.1. Тираж 100 экз.
Зак. 254. Бесплатно.

Центр оперативной полиграфии ДИИТа.

Зав. ЦОП, Днепропетровск, Ю, ул. Акад.В.А.Лазаряна, 2

НТБ
ДНУЖТ

Сканировала Юнаковская В. В.