

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

На правах рукописи

МЕХОВ Дмитрий Дмитриевич

УДК 629.463.015:625.245.7

**ВЫБОР И КОНСТРУКТИВНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ
РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ И ПАРАМЕТРОВ СВЯЗЕЙ
ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВОГО ВАГОНА**

**Специальность 05.22.07 — Подвижной состав
железных дорог и тяга поездов**

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Днепропетровск, 1985

**НТБ
ДНУЖТ**

Работа выполнена в Институте технической механики Академии наук Украинской ССР и Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта имени М.И. Калинина.

Научный руководитель – доктор технических наук,
профессор М.Л. Коротенко

Научный консультант – кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Ю.В. ДЕМИН

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор В.Д. ДАНОВИЧ,
кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
В.Е. УССОВ

Ведущее предприятие – Производственное объединение
"Уралвагонзавод"

Защита диссертации состоится 22 ноября 1985 г.
в 15 час. 00 мин. на заседании специализированного совета
К И14.07.01 Днепропетровского ордена Трудового Красного Знамени
института инженеров железнодорожного транспорта имени М.И. Кали-
нина по адресу: 320629, ГП, г. Днепропетровск, ГО, ул. Акад. В.А. Ла-
заряна, 2, ДИИТ. С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
института. Автореферат разослан "19" октября 1985 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук,
доцент

Л.В. Петрович

НТБ
ДНУЖТ

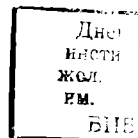
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Ведущая роль в обеспечении перевозок народнохозяйственных грузов принадлежит железнодорожному транспорту - ключевому звену единой транспортной системы СССР. В соответствии с Постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР "О мерах по улучшению работы и комплексному развитию железнодорожного транспорта в 1982-1986 годах" предусмотрено дальнейшее увеличение провозной и пропускной способности железных дорог.

Одним из основных путей успешного решения данной проблемы является интенсификация использования грузового подвижного состава, в частности, за счет повышения скоростей движения и увеличения осевых нагрузок. Поэтому являются актуальными вопросы улучшения динамических качеств грузовых вагонов. Совершенствование конструкций вагонов будет способствовать обеспечению безопасности движения поездов, снижению воздействия подвижного состава на верхнее строение пути, улучшению виброзащиты перевозимых грузов.

Целью работы является разработка рациональной конструктивной схемы и определение рациональных значений параметров упругих и диссипативных элементов ходовых частей на основе теоретических и экспериментальных исследований боковых колебаний грузового вагона с учетом перспективных условий эксплуатации.

Общая методика исследования. При проведении теоретических исследований использован метод математического моделирования на цифровых вычислительных машинах. Для определения рациональных значений параметров соединений несущих элементов ходовых частей и кузова четырехосного вагона применялись численные методы оптимизации, а также методы численного интегрирования. Оценка предложенных конструктивных решений и проверка результатов теоретических исследований осуществлялись по данным специально поставленного натурального эксперимента для исследования динамических качеств вагона на опит-



ных тележках, В процессе ходовых (динамических) испытаний проводились целенаправленные изменения конструкций и значений параметров связей ходовых частей опытного полувагона. Полученные экспериментальные данные обрабатывались с применением статистических методов.

Научная новизна. Разработана обобщенная расчетная схема четырехосного рельсового экипажа, в которой предусмотрено упругое соединение между осью всех несущих элементов ходовых частей. Построена математическая модель боковых колебаний четырехосного вагона на тележках с оставшими рамами перспективных конструкций.

По результатам сопоставления выходных данных процессов оптимизации параметров нескольких вариантов структуры соединений несущих элементов ходовых частей из множества упругих и упруго-диссипативных связей, вводимых в расчетную схему исследуемого экипажа, осуществлен выбор рациональной (по условию обеспечения наибольшего запаса устойчивости движения) конструктивной схемы соединения элементов тележек.

Путем математического моделирования исследованы динамические качества экипажа с выбранной схемой соединения ходовых частей на прямолинейных и криволинейных участках пути. Установлены зависимости показателей динамических качеств вагона от параметров упруго-диссипативных характеристик связей несущих элементов тележек. На основании анализа полученных результатов проведено обоснование выбора рациональной конструктивной схемы и параметров связей ходовых частей грузового вагона для перспективных условий эксплуатации.

Опытным путем установлено влияние на динамические характеристики вагона изменений конструктивной схемы и значений параметров связей несущих элементов тележек и кузова вагона.

Практическая ценность работы. В результате теоретических исследований разработана конструктивная схема и выбраны рациональные значения параметров упругих и упруго-диссипативных связей элемен-

тов ходовых частей между собой и с кузовом, обеспечивающие улучшение динамических качеств грузового вагона.

Предложены оригинальные технические решения, признанные изобретениями (см. авторские свидетельства № 542671, 592648, 724379), которые обеспечивают упругое соединение несущих элементов ходовых частей и позволяют реализовать выбранные на основании проведенных исследований значения параметров подвешивания в реальной конструкции опытных тележек. Разработаны рекомендации по уточнению технических требований и совершенствованию конструкции тележек грузового вагона для перспективных условий эксплуатации.

Производственным объединением "Уралвагонзавод" изготовлены экспериментальные образцы тележек, в которых воплощены технические предложения, реализующие выбранную схему и рациональные значения параметров упруго-диссипативных связей ходовых частей.

На скоростном полигоне ВНИИЖТа (от. Белореченская - ст. Майкоп Северо-Кавказской железной дороги) поставлен и проведен натурный эксперимент для исследования динамических качеств вагона на опытных тележках. Целенаправленные изменения конструкции ходовых частей, осуществленные в ходе испытаний в соответствии с результатами проведенных теоретических исследований, подтвердили целесообразность предложенных технических решений. Результаты обработки экспериментальных данных показали, что нагруженность несущих элементов опытного вагона (с лучшими вариантами выполнения ходовых частей) существенно уменьшена в сравнении с серийной конструкцией тележки как при движении на прямолинейных, так и на криволинейных участках пути.

Результаты работы внедрены на производственном объединении "Уралвагонзавод". Рекомендации по выбору рациональных значений параметров подвешивания грузовых вагонов использованы при разработке конструкции двухосных тележек, предназначенных для эксплуатации при увеличенных осевых нагрузках и повышенных скоростях дви-

ания. Экономический эффект от внедрения результатов работ, проведенных с участием автора, составляет 150 тыс. рублей.

Апробация. Основные результаты работы доложены на юбилейной научно-технической конференции ДИИТ (Днепропетровск, 1977); на Всесоюзной конференции по проблемам механики железнодорожного транспорта (Днепропетровск, 1980); на научно-техническом совещании по разработке перспективных тележек грузовых вагонов (Нижний Тагил, 1983); на семинаре ВНИИЖТ по проблемам динамики и прочности подвижного состава (Москва, 1983); на городском семинаре "Общая механика" (Днепропетровск, 1983, 1986); на Всесоюзной конференции по проблемам механики железнодорожного транспорта (Днепропетровск, 1984).

Публикации. По материалам исследований опубликовано 6 печатных работ, а также получено 3 авторских свидетельства на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и трех приложений. Она содержит 119 страниц текста, 22 рисунка, 14 таблиц, 169 библиографических наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано обоснование общего направления исследований, показана актуальность поставленной задачи и намечены пути ее решения.

Фундаментальные проблемы динамики железнодорожных экипажей разрабатывались видными отечественными учеными. Основополагающими работами в указанной области стали труды Н.Е.Жуковского и Н.П.Петрова. Развитию методов исследований и оригинальному решению ключевых проблем динамики подвижного состава посвящены работы В.А.Лазаряна, М.Ф.Верига, С.В.Вершинского, М.В.Винокурова, А.М.Годыцкого-Цвирко, В.Н.Данилова, А.А.Камаева, Н.А.Ковалева, С.М.Купченко, В.Б.Медея, И.И.Челнокова. Существенный вклад в разработку теории колебаний подвижного состава железных дорог внесли работы Е.П.Бло-

НТБ
ДНУЖТ

хина, Л.О.Грачевой, В.Д.Дановича, А.А.Долматова, И.П.Исаева, В.А.Камаева, А.Я.Когана, М.Л.Коротенко, Н.Н.Кудрявцева, А.А.Львова, Л.А.Манашкина, М.П.Пахомова, А.Н.Савосыкина, М.М.Соколова, Т.А.Тябилова, В.Ф.Ушкалова, В.Д.Хусидова. Из трудов зарубежных ученых в области боковых колебаний железнодорожных экипажей следует отметить работы К.Икоооо, И.Калкера, Ф.Картера, Дж.Кофмана, Н.Куперрайдера, Г.Марье, Т.Мацудайры, Т.Мюллера, А.де Патера, А.Уикеноа.

Теоретические и экспериментальные исследования в области динамики железнодорожного транспорта проводятся коллективами ряда НИИ, вузов, КБ промышленных предприятий министерств путей сообщения, тяжелого и транспортного машиностроения.

При решении задач совершенствования существующих и создания новых типов подвижного состава одним из первоочередных вопросов является выбор рациональной конструктивной схемы и параметров тележек, от которых в значительной степени зависят кодовые качества рельсовых экипажей. При этом ставится требование, чтобы подвижной состав обладал приемлемыми динамическими качествами при движении как по прямым, так и по криволинейным участкам пути в рабочем диапазоне скоростей.

В первой главе диссертации на основании анализа тенденций развития конструкций кодовых частей грузовых вагонов обоснован выбор обобщенной расчетной схемы и получены дифференциальные уравнения боковых колебаний вагонов на тележках рассматриваемых конструктивных схем. Обзор основных достижений в области разработки кодовых частей грузовых вагонов показал, что в СССР и за рубежом, в странах, имеющих сопоставимые условия эксплуатации железнодорожного транспорта, наибольшее распространение получили тележки с одноступенчатым центральным рессорным подвешиванием и составными (трехэлементными) рамами. К преимуществам таких тележек относятся сравнительная простота конструкции, высокий уровень взаимозаменяемости узлов, низкая стоимость их изготовления и ремонта, высокая надеж-

ность при эксплуатации.

Практика последних лет эксплуатации вагонов на тележках указанного типа показывает, что повышение осевых нагрузок и скоростей движения приводит к ухудшению показателей динамических качеств вагонов, увеличению динамической нагруженности взаимодействующих элементов подвижного состава и пути. Кроме того, использование трехэлементных тележек с центральным рессорным подвешиванием не отвечает повышенным требованиям к защите грузов, чувствительных к вибрации.

Эти нежелательные эффекты обусловлены прежде всего самовозбуждением боковых автоколебаний вагонов, возникающих при сравнительно низких скоростях движения (50–60 км/ч) вследствие потери путевой устойчивости движения. При движении с указанными скоростями, а в некоторых случаях и выше, имеет место блокирование рессорных комплектов, приводящее к повышенному воздействию вибраций на надрессорное строение вагона, перевозимый груз и путевую структуру.

Эффективным способом улучшения динамических качеств грузовых вагонов является введение в конструкцию двухосных тележек дополнительных упругих и упруго-диссипативных связей.

Для исследования влияния дополнительных связей на показатели динамических качеств экипажа в качестве исходной принята обобщенная расчетная схема, в которой соединения всех без исключения несущих элементов ходовых частей полагаются деформируемыми во всех направлениях. Отличием принятой расчетной схемы от ранее применяемых является введение ряда новых упругих соединений. Помимо обычно применяемых связей, осуществляемых центральным рессорным и надбуксовым подвешиванием, предусмотрены дополнительные упругие соединения боковых рам и колесных пар между собой, а также колесных пар с надрессорными балками.

На рис. 1а показана структура расчетной схемы, принятой для исследования боковых колебаний грузового вагона и представляющей

НТБ
ДНУЖТ

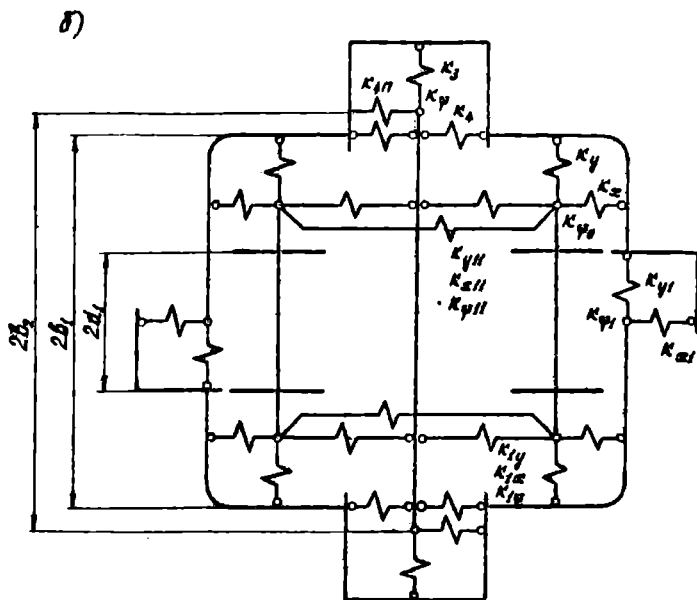
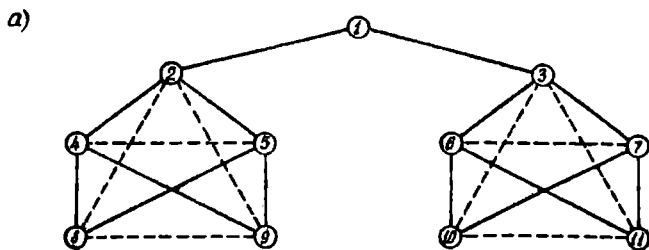


Рис. I. Исходная схема
 а) структурная
 б) расчетная (тележки)

собой механическую систему из одиннадцати твердых тел, которая имеет 37 степеней свободы. На схеме приняты следующие обозначения: кузов - I; надрессорные балки - 2-3; боковые рамы - 4-7; колесные пары - 8-II. Сплошными линиями обозначены связи тел системы, соответствующей структуре охемы типовой конструкции вагона. Дополнительная упругие связи показаны штриховыми линиями. Согласно принятой расчетной схеме, все соединения являются деформируемыми во всех направлениях. Исключение составляют связи I-2 и I-3, конструкция которых препятствует поступательным перемещениям кузова относительно надрессорных балок.

Для оценки различных вариантов введения дополнительных связей ходовых частей и значений их параметров построена математическая модель боковых колебаний четырехосного вагона, соответствующая исходной расчетной схеме.

При оставлении дифференциальных уравнений движения экипажа в качестве обобщенных координат приняты поступательные и угловые перемещения тел относительно вертикальной, продольной и поперечной горизонтальных центральных осей. В математической модели имеется ряд нелинейных зависимостей, обусловленных наличием пар трения в упруго-фрикционных связях кузова и рам тележек (I-2, I-3 и 2-4, 2-5, 3-6, 3-7), а также нелинейным характером сил взаимодействия колес и рельсов.

Влияние изменения параметров подвешивания на устойчивость невозмущенного движения вагона исследуется путем решения системы линейных дифференциальных уравнений 58-го порядка. Для оценки динамических качеств экипажа рассматриваются результаты решений системы нелинейных дифференциальных уравнений 66-го порядка, описывающей вынужденные колебания исследуемого вагона при движении на прямых и криволинейных участках пути с неровностями, имеющими случайный характер.

Вторая глава посвящена вопросам выбора рациональной конструк-

НТБ
ДНУЖТ

тивной схемы двухосной тележки и исследованию влияния параметров упругих и упруго-диссипативных связей на динамические характеристики грузового вагона.

Выбор рациональной конструктивной схемы объединения элементов ходовых частей осуществлялся путем сопоставления результатов оптимизации параметров ряда вариантов структуры связей несущих элементов тележек, представляющих принципиальный интерес. При определении рациональной конструктивной схемы ходовых частей на первом этапе за критерий качества принята величина запаса устойчивости движения ζ , определяемого наибольшей вещественной частью собственных чисел матрицы коэффициентов системы уравнений возмущенного движения $\zeta = |\max \operatorname{Re} \lambda_i|$ при $\max \operatorname{Re} \lambda_i < 0$. Процесс нахождения рациональных значений параметров системы рассматривался как задача минимизации функции цели (показателя устойчивости движения):

$$\begin{aligned} R(P) = \max \operatorname{Re} \lambda_i(P_j) \rightarrow \min \\ P = [P_1, P_2, \dots, P_m]^T; \\ P_j'' \leq P_j \leq P_j^* \quad (j=1, 2, \dots, m), \end{aligned}$$

где P_j — оптимизируемые параметры рассматриваемой системы;
 P_j'' и P_j^* — соответственно нижние и верхние предельные значения оптимизируемых параметров.

Области допустимых значений параметров упругих и упруго-диссипативных связей определялись условиями возможности их практической реализации с учетом конструктивных и технологических соображений, а также требований эксплуатации. Значения целевой функции вычислялось при скоростях движения 20, 30 и 40 м/с. Из полученных таким образом значений $R(P)$ выбиралось наибольшее. Оптимизация параметров ходовых частей грузового вагона проводилась методом случайного поиска глобального экстремума функции цели.

Для определения рациональной конструктивной схемы двухосной тележки рассмотрен ряд вариантов введения упругих и упруго-диссипатив-

НТБ
ДНУЖТ

ных связей ходовых частей. В первом варианте рассматривался экипаж, имеющий двухступенчатое подвешивание — центральное и надбуксовое. В этом случае конструктивная схема ходовых частей близка к схеме тележек модели I8-II5 и отличается от последней упругим соединением надреосорных балок и боковых рам в продольном направлении.

Конструктивная схема тележек вагона, рассмотренная во втором варианте, дополнена упругими связями боковых рам и колесных пар между собой и с надреосорными балками (см. рис. I). Такой вариант использовался для исследования совместного влияния дополнительных связей на динамические характеристики вагона.

Для оценки влияния введения различных дополнительных связей на величину показателя устойчивости движения $R(P)$ в III-У вариантах оптимизации значений параметров подвешивания экипажа рассматривалось включение одного из дополнительных упругих соединений несущих элементов тележек. Введение упругого соединения надреосорных балок и колесных пар (упругие элементы с жесткостями K_{ly} , K_{lx} , K_{ly} на рис. I, б) исследовалось в третьем варианте. Влияние на величину $R(P)$ дополнительного упругого соединения боковых рам (упругие элементы с жесткостями K_{yl} , K_{xl} , K_{yl} на рис. I, б) и дополнительного упругого соединения колесных пар (упругие элементы с жесткостями K_{yl} , K_{xl} , K_{yl} на рис. I, б) рассмотрено в четвертом и пятом вариантах.

В процессе оптимизации, в зависимости от реализуемого варианта, математическая модель, описывающая исходную расчетную схему, трансформировалась путем изменения структуры связей. Результаты оптимизации значений упругих и упруго-диссипативных связей несущих элементов тележек в каждом из вариантов изменения структуры ходовых частей, а также при сравнении вариантов, оценивались по величине показателя устойчивости движения.

Результаты процесса оптимизации параметров, полученные в первом варианте, показали, что при номинальных параметрах упругих и

упруго-диссипативных связей центрального рессорного подвешивания и при заданных областях допустимых значений остальных связей несущих элементов тележек и кузова не удается получить значений варьируемых параметров, при которых движение экипажа устойчиво.

Для механической системы, рассматриваемой во втором варианте, установлены значения параметров, при которых движение является устойчивым и величина запаса устойчивости имеет наибольшее значение. Однако оценить вклад каждого из параметров и, следовательно, необходимость соответствующего упругого соединения по результатам второго варианта затруднительно. Вместе с тем, реализация конструкции тележек, соответствующей такой расчетной схеме, осложнена наличием большого количества дополнительных связей, затрудняющих изготовление и эксплуатацию ходовых частей.

Анализ результатов оптимизации параметров, полученных в III-V вариантах показывает следующее. Для всех вариантов, расчетная схема которых включала какое-либо дополнительное упругое соединение несущих элементов тележек, в процессе оптимизации найдены значения параметров, при которых движение экипажа устойчиво в диапазоне скоростей $V = 20, 30$ и 40 м/с. Однако оптимальные значения параметров, полученные в третьем и пятом вариантах, существенно превышают величины жесткостей упругих элементов обычно применяемых в конструкциях железнодорожного подвижного состава.

Поэтому наиболее приемлемым представляется четвертый вариант изменения параметров подвешивания экипажа, в конструктивной схеме ходовых частей которого боковые рамы упруго соединены между собой. В этом варианте получен наибольший (по сравнению с III и V вариантами) запас устойчивости, причем оптимальные значения параметров соответствуют величинам жесткостей упругих элементов, используемых в конструкциях ходовых частей подвижного состава. В этом случае удлинение концов боковых рам, которое необходимо для размещения на них дополнительных упругих соединений, не нарушает габаритных ограни-

чений.

Для вагона с выбранной конструктивной схемой тележек исследовалась чувствительность динамических характеристик к изменениям значений ряда жесткостей упругих соединений несущих элементов ходовых частей. Необходимость таких расчетов обусловлена возможными существенными отклонениями действительных значений параметров подвешивания от их номинальных величин из-за технических погрешностей при изготовлении и ремонте, износов во время эксплуатации и тому подобное.

Проведенные исследования показали, что наибольшее влияние на показатель устойчивости движения оказывает изменение значений таких параметров как горизонтальная поперечная жесткость центрального рессорного подвешивания (K_3) и угловые жесткости упругого соединения (в плане) основных несущих элементов тележек (K_{ψ} , K_{ψ_1} и K_{ψ_2} , см. рис. I, б).

Изменение значений угловой жесткости соединения кузова и надрессорной балки тележек в вертикальной поперечной плоскости (K_3) и горизонтальной продольной жесткости соединения надрессорной балки и боковой рамы (K_{4n}) практически не оказывает влияния на критическую скорость экипажа.

Проведенные исследования показали, что существенное увеличение области устойчивого движения вагона, а значит, и улучшение его динамических показателей, достигается не только при выборе экстремальных значений параметров, воплощение которых в реальной конструкции затруднительно, а также путем комплексного определения рациональных сочетаний значений основных параметров подвешивания. Так, при движении экипажа по прямому участку пути лучшие динамические качества вагона обеспечиваются при следующих значениях упругих соединений несущих элементов тележек:

- поперечная жесткость центрального рессорного подвешивания
 $K_3 = (1800 - 2000) \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1};$

- угловые жесткости (в плане) упругих связей в центральной и надбуфковой ступенях подвешивания, а также в дополнительных соединениях боковых рам соответственно $\kappa_{\psi} = (1200-2000) \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{рад}^{-1}$, $\kappa_{\psi_2} = (1200 - 1400) \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{рад}^{-1}$; $\kappa_{\psi_1} = (1300-2000) \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{рад}^{-1}$.

Анализ зависимостей наибольших значений показателя устойчивости движения вагона с выбранной конструктивной схемой тележек от скорости $R^* = f(V)$ для различных режимов загрузки показал следующее. При рекомендуемых значениях параметров подвешивания экипажа при всех режимах загрузки обеспечивается асимптотическая устойчивость движения вагона в рассматриваемом диапазоне скоростей от 60 до 140 км/ч. При движении вагона в порожнем режиме со скоростями до 120 км/ч получены большие запасы устойчивости по сравнению с соответствующими значениями величины R^* , полученными для груженого режима движения. Для скоростей движения 120 км/ч и 140 км/ч уровень значений величины $R^* = f(V)$ одинаков для порожнего и груженого режимов.

В третьей главе исследованы собственные и вынужденные боковые колебания четырехосного полувагона на тележках, конструктивная схема в области рациональных значений параметров которых определены по условию наибольшего запаса устойчивости движения. Для сравнения, аналогичные расчеты проведены для вариантов соединения ходовых частей и кузова вагона, значения параметров которых лежат вне области рациональных значений.

Исследования проводились методом численного интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих колебания вагона с учетом нелинейностей типа сухого трения и нелинейных характеристик горизонтальных сил взаимодействия колес и рельсов. По результатам расчетов определялось влияние изменения параметров подвешивания на динамические характеристики вагона с выбранной конструктивной схемой ходовых частей в зависимости от скорости движения в груженом режиме по прямым и криволинейным участкам пути. При

этом рассматривались варианты соединений элементов ходовых частей и кузова вагона (см. табл. I), отличающиеся значениями поперечной и продольной жесткостей рессорных комплектов (K_s , $K_{дп}$), угловых жесткостей соединения (в плане) элементов рамы тележки (K_{ψ_2} , K_{ψ_1}), а также значениями моментов сил сухого трения, действующих в опорах кузова на тележки (W).

Таблица I

Значения параметров ходовых частей в рассмотренных вариантах

Вариант	$K_s, \text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$	$K_{\psi_2}, \text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{рад}^{-1}$	$K_{\psi_1}, \text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$	$K_{\psi_1}, \text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{рад}^{-1}$	$K_{дп}, \text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$	$W, \text{кН}\cdot\text{м}$
I	4200	2000	0	0	0	I7
II	2000	2000	0	0	0	8,5
III	2000	2000	0	0	6000	I7
IV	2000	2000	650	1300	0	I7
V	2000	2000	0	0	0	I7
VI	2000	200	0	0	0	I7

Оценка динамических качеств вагона с различными вариантами сочетаний значений параметров тележек проводилась в основном по результатам анализа величин угловых перемещений (виляний) тележек относительно кузова - $\Delta\psi_i(t)$ и горизонтальных поперечных сил, действующих на колесные пары - $H_i(t)$

Анализ указанных величин при собственных колебаниях вагона в процессе движения по прямому участку пути со скоростями от 60 до 140 км/ч показал, что для III-V вариантов, отличающихся пониженной горизонтальной поперечной жесткостью рессорного комплекта, увеличенной жесткостью соединений в плане несущих элементов рамы тележек и повышенной величиной трения в опорах кузова на тележки, изменения величин $\Delta\psi_i(t)$ и $H_i(t)$ при свободных колебаниях вагона имеют либо затухающий характер, либо устанавливаются колебания о

НТБ
ДНУЖТ

амплитудами меньшими амплитуд колебаний переходного процесса.

Исследование нагруженности направляющей колесной пары при собственных колебаниях вагона в процессе движения по криволинейному участку пути показало, что наибольшие значения горизонтальных поперечных сил, действующих на первую колесную пару, были получены в первом варианте (с увеличенной поперечной жесткостью рессорного подвешивания), который по своим параметрам наиболее близок к типовой конструкции. Уменьшение значений угловых жесткостей соединений в плане элементов рам тележек приводит к снижению уровня значений величин $H_i(t)$. Так, для шестого варианта уровень наибольших значений горизонтальных поперечных сил $H_{\text{н}}(t)$ примерно в 1,8 раза меньше соответствующих значений величины $H_i(t)$.

На следующем этапе исследований по выбору конструктивной схемы и значений параметров ходовых частей рассматривались вынужденные колебания грузового вагона, обусловленные неровностями пути. Проведена оценка реакции движущегося экипажа на возмущения, вызванные неровностями рельсового пути, имеющими случайный характер в плане.

4882a
Анализ изменения наибольших значений горизонтальных поперечных сил в зависимости от скорости движения вагона по прямым (см. табл.2) и криволинейному участку пути (см.табл.3) со случайными неровностями в плане показал, что изменение параметров связей элементов ходовых частей и кузова существенно влияет на величины сил H_i .

В случае увеличенного значения поперечной жесткости рессорного подвешивания (вариант I) горизонтальные поперечные силы H_i достигают больших величин при высоких (выше 100 км/ч) скоростях движения вагона как по прямым, так и по криволинейному участку пути. При сравнительно низких скоростях движения (до 100 км/ч) на прямых большие значения получены для величины $H_{\text{н}}$ (вариант с уменьшенной величиной трения в опорах кузова на тележки).

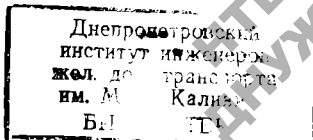


Таблица 2

Наибольшие значения горизонтальных поперечных сил при движении по прямым с неровностями в плане, кН

Скорость движения, км/ч	Варианты изменения параметров ходовых частей					
	I	II	III	IV	V	VI
60	16,5	43,0	20,0	14,5	22,0	38,5
80	32,5	45,0	25,5	20,0	27,0	54,5
100	56,0	47,0	39,5	27,0	38,0	79,0
120	73,0	50,0	51,5	33,5	48,5	89,0
140	78,0	58,5	66,0	37,0	60,0	94,5

Таблица 3

Наибольшие значения горизонтальных поперечных сил при движении по криволинейному участку пути ($R = 650$ м) с неровностями в плане, кН

Скорость движения, км/ч	Варианты изменения параметров ходовых частей					
	I	II	III	IV	V	VI
60	8,2	6,5	6,0	7,0	5,5	4,5
80	22,0	17,5	16,0	18,5	16,0	13,0
100	38,0	29,5	27,0	28,5	26,5	21,5
120	57,0	39,5	38,0	41,0	37,5	32,5

В шестом варианте (о наименьших значениях угловых жесткостей соединений в плане элементов рам тележек) получены наибольшие значения горизонтальных поперечных сил при движении по прямым и наименьшие — при движении по криволинейному участку пути.

Наименьшие значения горизонтальных поперечных сил на прямых участках пути получены в четвертом варианте (о дополнительными упругими соединениями боковых рам, см. табл. I). При движении по криволинейному участку пути наибольшие значения величин H_{IV} являются промежуточными между соответствующими значениями величин H_1 и H_v .

В четвертой главе рассматриваются результаты экспериментальных исследований динамических качеств четырехосного полувагона с опытными ходовыми частями. Приведено описание конструкции опытных тележек. Изложены результаты ходовых (динамических) испытаний полувагонов на опытных и серийных тележках.

По результатам теоретических исследований были выработаны рекомендации по выбору конструктивной схемы и параметров ходовых частей вагона, послужившие основой для разработки и изготовления экспериментальных образцов тележек. При этом для более полного исследования динамических качеств вагона с опытными тележками был реализован ряд технических решений (защищенных авторскими свидетельствами), благодаря которым конструкция опытных ходовых частей допускает изменение значений основных параметров подвешивания в достаточно широких пределах.

В конструкции экспериментальных тележек, по сравнению с типовыми, изменена схема опирания несущих элементов рамы. Боковые рамы связаны между собой дополнительно установленными упругими связями в виде гибких стержней. В ресорное подвешивание введены внутрипружинные демпферы вертикальных колебаний взамен клиновых гасителей. Упругое соединение наддресорных балок и боковых рам в продольном направлении обеспечивается работой ресорного подвешивания

НТБ
ДНУЖТ

вания и тяговых поводков по типу используемых в тележках КВЗ-ЦНИИ. Требование уменьшения жесткости реализовано при помощи устройства опирания наддресорных балок тележек предложенной конструкции на рессорные комплекты (промежуточные "ножевые" опоры), благодаря чему существенно (не менее, чем в два раза по сравнению с типовой конструкцией) понижена жесткость рессорного подвешивания в горизонтальном поперечном направлении. В опытной конструкции ходовых частей, по аналогии с тележкой модели I8-IIБ, применены упруго-фрикционные окользяны. Причем предусмотрено регулирование величины неупругого сопротивления при взаимных перемещениях кузова и наддресорных балок тележки. Кроме того, использованы буконы с цилиндрическими корпусами и упругими (резиновыми) прокладками.

Для исследования влияния изменений конструктивной схемы и параметров подвешивания на динамические показатели полувагона с опытными тележками в соответствии с проведенными теоретическими исследованиями были осуществлены опытные поездки, в процессе которых были предусмотрены варианты изменения структуры отдельных связей и их параметров:

- горизонтальной поперечной жесткости рессорных комплектов;
- параметров упруго-фрикционных скользянов;
- жесткости горизонтальной продольной связи наддресорной балки и боковых рам;
- жесткости дополнительных связей боковых рам.

Основные отличительные свойства различных конструкций опытных тележек, реализованных в процессе испытаний, соответствуют рассмотренным вариантам сочетаний значений параметров связей несущих элементов ходовых частей (см. табл. I). Поэтому нумерация вариантов конструктивных изменений тележек при теоретических и экспериментальных исследованиях совпадает.

При всех вариантах изменения конструкции подвешивания проводилось определение параметров характеристик рессорных комплектов

(жесткостей рессорных комплектов в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях, коэффициентов относительного трения гасителей колебаний). Результаты обработки и анализа диаграмм "сила - прогиб" при различных вариантах конструктивного выполнения подвешивания опытных тележек приведены в табл.4.

Таблица 4

Характеристики рессорного подвешивания различных вариантов конструктивного исполнения опытных тележек

Варианты	$k_s, \text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$	$\varphi_{\text{отн}}, \%$	$F_{\text{тр}}^{\text{доп}}, \text{кН}$
I	4000 - 4200	0,19 - 0,21	до 15,0
II, III	1800 - 2000	0,11 - 0,13	до 10,0
IV, V	1900 - 2100	0,11 - 0,15	до 10,0

Анализ значений параметров подвешивания, полученных в результате определения характеристик рессорных комплектов опытной тележки для различных вариантов выполнения конструкции подвешивания, позволяет сделать следующие выводы:

- изменение горизонтальной продольной жесткости рессорных комплектов (путем установки или снятия тяговых поводков) практически не оказывает влияния на исследуемые параметры подвешивания;
- изменение характеристик применяемых гасителей вертикальных колебаний существенно влияет на значения упруго-диссипативных параметров рессорных комплектов;
- изменение характера связи надрессорных балок и боковых рам тележек путем включения-выключения гасителей постоянного трения оказывает незначительное влияние на значения упруго-диссипативных параметров подвешивания.

Графики зависимостей наибольших значений горизонтальных поперечных (рамных) сил H_{pl} , действующих на первые колесные пары, от скорости движения полувагона по прямым и криволинейным участкам пути представлены на рис.2. Обозначения кривых на рис.2 соответ-

НТБ
ДНУЖТ

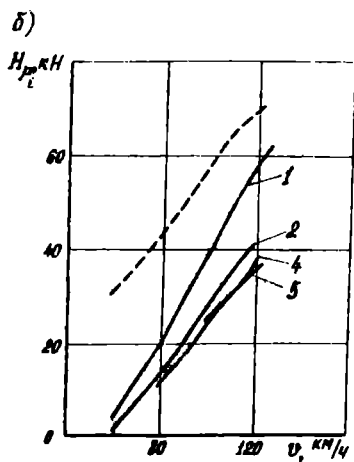
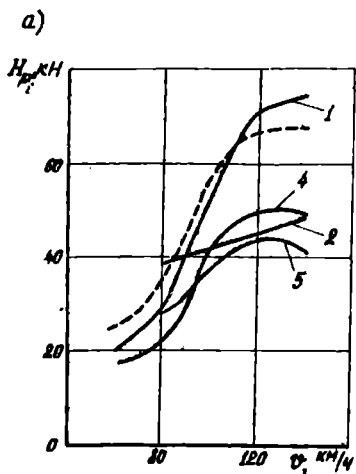


Рис. 2. Графики зависимостей горизонтальных (рамных) сил от скорости движения вагона

- а) прямые участки пути
- б) кривая $R = 650$ м

ствуют номерам вариантов исполнения конструкции опытных тележек. Штриховой линией обозначен график зависимости от скорости движения максимальных рамных оил полувагона с серийными тележками модели I8-100.

Как видно из рис.2, наиболее высокий уровень горизонтальных рамных оил для опытного полувагона, как при движении по прямым, так и при прохождении криволинейного участка пути, получен в I варианте, имеющем наибольшую жесткость рессорного подвешивания в поперечном горизонтальном направлении. Уменьшение величины k_2 приводит к ощутимому снижению уровня рамных оил. При низких скоростях движения по прямым участкам пути ($V = 80$ км/ч) наибольшее значение рамных оил ($M_{pH} = 39,0$ кН) зафиксировано во II варианте, с уменьшенным неупругим сопротивлением повороту тележек относительно кузова. Наименьший уровень значений горизонтальных поперечных (рамных) оил получен в IV и V вариантах.

Сравнение наибольших величин рамных оил, полученных в лучших (IV и V) вариантах конструкции опытных тележек (см. кривые 4 и 5 на рис.2), и соответствующих значений сил для вагона-эталона показывает, что при всех скоростях движения величины M_{pH} и M_{pV} по уровню принимаемых значений меньше соответствующих величин рамных оил вагона-эталона. Так, при движении на прямых участках пути (см. рис.2, а) горизонтальные поперечные оилы для вагона-эталона примерно в полтора раза выше соответствующих значений величин M_{pH} и M_{pV} в рассмотренном диапазоне скоростей движения (от 60 до 140 км/ч). Еще больше отличаются указанные величины при движении по криволинейному участку пути (см. рис.2, б).

Составление наибольших значений горизонтальных поперечных сил, полученных в результате теоретических исследований и по данным эксперимента, показывает следующее. Для вариантов, на основании которых исследовались изменения таких параметров подвешивания как поперечная жесткость рессорных комплектов - k_2 , жесткость

НТБ
ДНУЖТ

дополнительного упругого соединения надрессорных балок и боковых рам в продольном направлении - $K_{\text{дп}}$ и неупругое сопротивление повороту тележек относительно кузова вагона - W , результаты теоретических и экспериментальных исследований достаточно хорошо совпадают. Относительная ошибка соответствующих значений горизонтальных поперечных сил, полученных в указанных вариантах, не превышает 15-20%.

Анализ результатов статистической обработки записей ускорений кузовов полувагонов (у пятников) при различных скоростях движения на прямых участках пути показал следующее. Величина горизонтальных поперечных ускорений кузова опытного полувагона при скоростях движения свыше 100 км/ч меньше на 30-35% по сравнению с соответствующими значениями ускорений, полученными для вагона-эталона. Вертикальные ускорения кузова полувагона на тележках 50.100 (для лучших вариантов) примерно в 1,35 - 1,5 раза меньше соответствующих значений вертикальных ускорений серийного полувагона при повышенных скоростях движения ($V = 120, 140$ км/ч).

При движении полувагона на прямых участках пути наибольшие значения углов виляния тележек относительно кузова получены во втором варианте конструктивного исполнения опытных тележек, отличающемся наименьшей величиной неупругого сопротивления повороту в опорах кузова на тележки. Результаты, полученные для вагона-эталона и полувагона с тележками 50.100 по второму варианту, в основном, близки. При других вариантах конструктивных изменений угловые перемещения в плане опытных тележек относительно кузова существенно ниже соответствующих величин, полученных для вагона-эталона.

Сопоставление записей угловых перемещений (в плане) тележек относительно кузова серийного - $\psi_0(t)$ и опытного - $\psi_1(t)$ полувагона показывает, что в подавляющем большинстве опытов реализации $\psi_0(t)$ характеризуют процессы интенсивных колебаний виляния. В отличие от записей $\psi_0(t)$ для зависимостей $\psi_1(t)$ отмечаются участки реализации, соответствующих периодам отсутствия колебаний виля-

ния. Так, в опытах, когда исследовался пятый вариант исполнения конструкции тележек 50.100, при скоростях движения 80–100 км/ч отношение времени, когда колебания имели место, к общей длительности полученных реализаций составляло около 0,1. При $v = 120, 140$ км/ч этот показатель увеличивается до 0,53 – 0,67.

Наибольшие значения углов перевалки кузова получены для вагона-эталона. Существенно меньшие значения (в 2,0 – 2,5 раза) углов перевалки кузова опытного полувагона получены во втором варианте. При других вариантах выполнения конструкции подвешивания опытного полувагона уровень принимаемых значений перевалки кузова еще ниже (примерно в 3–5 раз).

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана обобщенная расчетная схема четырехосного рельсового экипажа, в которой предусмотрено упругое соединение между собой всех несущих элементов ходовых частей.

Построена математическая модель боковых колебаний четырехосного вагона на тележках с составными рамами перспективных конструкций.

2. На основании сопоставления результатов оптимизации параметров подвешивания для ряда вариантов структуры связей элементов тележек выбрана рациональная (по условию обеспечения наибольшего запаса устойчивости движения) конструктивная схема ходовых частей. Принципиальным отличием этой схемы является упругое соединение боковых рам между собой и с наддресорными балками во всех направлениях.

3. Путем математического моделирования исследованы динамические качества вагона с выбранной конструктивной схемой на прямолинейных и криволинейных участках пути. Установлены зависимости показателей динамических качеств вагона от скорости движения для различных вариантов параметров подвешивания. Приведены результаты, свидетельствующие о том, что понижение поперечной жесткости рессорного подвешивания улучшает динамические качества вагона при движении как по

НИИ
ДНУЖТ

прямым, так и по криволинейным участкам пути. В то же время изменение величины угловых жесткостей соединений в плане элементов рам тележек оказывает противоположное влияние на показатели динамических качеств вагона в зависимости от плана пути.

4. Предложены технические решения, признанные изобретениями, которые обеспечивают упругое соединение несущих элементов ходовых частей и позволяют реализовать выбранную конструктивную схему и параметры связей элементов в конструкции двухосных тележек.

На основании рекомендаций, следующих из проведенных теоретических исследований, на производственном объединении "Уралвагонзавод" изготовлены экспериментальные образцы тележек, конструкция которых допускает изменение значений основных параметров подвешивания в широких пределах.

5. Поставлен и проведен натурный эксперимент для исследования динамических качеств вагона на новых тележках, в ходе которого была подтверждена целесообразность разработанных технических предложений, направленных на усовершенствование ходовых частей и, таким образом, улучшение динамических качеств экипажа. Результаты испытаний свидетельствуют о том, что показатели динамических качеств полувагона с опытными тележками существенно улучшены в сравнении с вагоном-эталонем. Так, при движении на прямолинейных участках пути в диапазоне скоростей от 60 до 140 км/ч горизонтальные (рамные) силы, действующие на направляющую колесную пару полувагона с опытными тележками, в 1,4 раза ниже соответствующих величин для вагона-эталона. На криволинейных участках пути при скоростях движения от 60 до 120 км/ч уровень горизонтальных сил, полученных для опытного полувагона, в 1,8 раза ниже горизонтальных сил, зафиксированных для серийного полувагона.

6. Результаты выполненных исследований использованы на производственном объединении "Уралвагонзавод" при разработке технической документации на двухосные тележки, предназначенные для эксплуа-

НТБ
ДНУЖТ

тации при увеличенных осевых нагрузках и повышенных скоростях движения грузовых вагонов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Демин Ю.В., Коротенко М.Л., Мехов Д.Д. Исследование по выбору конструктивной схемы ходовых частей грузовых вагонов. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. Днепропетровск: ДИИТ, вып. 210/27, 1980, с. 83-87.

2. Исследования по разработке перспективной тележки грузовых вагонов / М.П. Гейлер, В.А. Двухглазов, Ю.В. Демин, М.Л. Коротенко, Д.Д. Мехов, О.М. Савчук. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта. Тез. докл. Всесоюз. конф. (Днепропетровск, 1980) - Киев: Наук. думка, с. 38.

3. Экспериментальные исследования боковых колебаний полувагона с тележками перспективной конструкции / В.А. Двухглазов, Ю.В. Демин, М.Л. Коротенко, Д.Д. Мехов, О.М. Савчук. - В кн.: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. Днепропетровск: ДИИТ, вып. 230/30, 1983, с. 69-74.

4. Грузовой подвижной состав / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова, Д.Д. Мехов. - В кн.: Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Демин Ю.В., Длугач Л.А., Коротенко М.Л., Маркова О.М. - Киев: Наук. думка, 1984, с. 146-151.

5. Динамические качества тележки грузовых вагонов для перспективных условий эксплуатации / М.П. Гейлер, В.А. Двухглазов, М.Л. Коротенко, Д.Д. Мехов, О.М. Савчук. - В кн.: Проблемы механики железнодорожного транспорта. Тез. докл. Всесоюз. конф. (Днепропетровск, 1984) - Киев: Наук. думка, с. 63.

6. Мехов Д.Д. Оптимизация конструктивной схемы и параметров ходовых частей рельсового экипажа. - Днепропетровск, 1985, - 41 с. - Рукопись представлена Институтом технической механики АН УССР. Деп. в ВИНТИ 18 марта 1985г, № 1937-85.

7.А.о. 542671 (СССР). Фрикционный амортизатор тележек грузового вагона /В.А.Лазарян, Ю.В.Демин, В.Ф.Грачев, В.С.Иккол, В.В.Кулябко, В.Ф.Ушкалов, Д.Д.Мехов. - Оpubл.в Б.И., 1977, № 2.

8.А.о. 592648 (СССР). Центральное ресорное подвешивание тележки грузового вагона /В.А.Лазарян, В.Ф.Ушкалов, В.Ф.Грачев, В.С.Иккол, В.В.Кулябко, Д.Д.Мехов, Г.Т.Паршиков, О.М.Савчук.- Оpubл. в Б.И., 1978, № 6.

9.А.о.724379 (СССР). Двухосная тележка грузового вагона /В.А.Лазарян, В.А.Двухглазов, В.А.Каблуков, О.М.Савчук, Ю.В.Демин, А.А.Кривецкий, М.П.Гейлер, Д.Д.Мехов, А.В.Завадич.- Оpubл.в Б.И., 1980, № 12.

Автореферат

БТ 70302 Подписано к печати 15.10.85г. Формат 60x84/16
Бумага писчая. Печать плоская. Усл.печ.л.1,00.Тираж 100
Заказ № 11276.Бесплатно.Городская типография № 3.Днепро-
петровского областного управления по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли, 320000 г.Днепропетровск
ул.Серова,7