

МПС СССР

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
имени М. И. КАЛИНИНА

На правах рукописи

УДК : 629 . 4 . 015 : 625 .03 . 4 . 001 .57

ГРАНОВСКИЙ РОМАН БЕРКОВИЧ

МОДЕЛИРОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ АВМ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО
СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПРИ ДЕТЕРМИНИРОВАННЫХ
И СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

(05 . 22 . 07 -Подвижной состав и тяга поездов)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ДНЕПРОПЕТРОВСК - 1982

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового
Красного Знамени институте инженеров железнодорожного транспор-
та имени М.И.Калинина.

Научные руководители:

Заслуженный деятель науки УССР, академик АН УССР,
доктор технических наук, профессор **В.А.ЛАЗАРЕН**

Заслуженный работник высшей школы УССР,
доктор технических наук, профессор **Е.П.Блохин**

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор **М.М.Соколов**

Кандидат технических наук
старший научный сотрудник **Ю.В.Демян**

Ведущее предприятие

Днепродзержинский вагоностроительный завод
им.газеты "Правда"

Защита диссертация состоится 19 марта 1982 г. в ____
час. ____ мая. на заседании специализированного совета
К.ИИ4.07.01 при Днепропетровском ордена Трудового Красного Зна-
мени институте инженеров железнодорожного транспорта им.Калини-
на по адресу: 320629, ГСП, г.Днепропетровск-10, ул. Акад.
В.А.Лазаряна, 2, ДИИТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан _____ 1982 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенный пе-
чатью просим направлять в адрес совета института.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук
доцент

Л.В.Петрович

НТБ
ДНУЖТ

Актуальность. Железнодорожный транспорт, являясь основным видом транспорта СССР, имеет важнейшее народнохозяйственное значение. В принятых XVI съездом КПСС документах перед железнодорожным транспортом поставлена задача дальнейшего увеличения провозной и пропускной способности железных дорог, увеличения грузооборота и грузонапряженности, увеличения нагрузки на ось подвижного состава и скорости движения грузовых вагонов.

В связи с этим является актуальной проблема дальнейшего совершенствования конструкций существующих и вновь проектируемых единиц подвижного состава с точки зрения улучшения их динамических качеств, выбора рациональных параметров упругих элементов и гасителей колебаний рессорного подвешивания вагонов. Все это вызывает необходимость проведения теоретических исследований плоских и пространственных вынужденных и собственных колебаний подвижного состава железных дорог и разработки методов решения этих задач.

Широкое использование ЭВМ позволяет решать сложные задачи вынужденных колебаний железнодорожных экипажей путем численного интегрирования систем нелинейных дифференциальных уравнений высокого порядка, но это связано с большой затратой машинного времени, а построение АЧХ и ФЧХ системы — с линеаризацией нелинейностей методами последовательных приближений и статистической линеаризации.

В этом случае является целесообразным использование АВМ, позволяющих моделировать нелинейности, имеющие место в реальном подвижном составе и пути, значительно сократить время выдачи результатов решения, легко варьировать исследуемые параметры,

вводить реальные возмущения практически неограниченной длительности и использовать сигнал на выходе модели в качестве воз-

мущения при лабораторных виброиспытаниях на надежность и долговечность функционирования транспортируемых приборов и изделий.

Целью диссертационной работы является разработка методов электронного моделирования на АРМ плоских и пространственных колебаний грузовых вагонов при кинематических и параметрических возмущениях, обусловленных состоянием пути; разработка рекомендаций по выбору рациональных параметров и определению нагруженности рессорного подвешивания грузовых вагонов.

Методика исследований. Работа выполнена с использованием методов математического моделирования на АРМ нелинейных задач взаимодействия подвижного состава и пути. Колебания вагонов, представляющих собой механическую систему твердых тел с конечным числом степеней свободы, описываются обыкновенными нелинейными дифференциальными уравнениями. Анализ случайных колебаний грузовых вагонов проводится с использованием методов теории вероятностей, теории импульсных и случайных процессов.

Результаты теоретических исследований сопоставлялись с данными натурных экспериментов.

Научная новизна состоит в том, что:

- проведен сравнительный анализ встречающихся в литературе выражений, аппроксимирующих стыковые неровности пути, с точки зрения их энергетических спектров с учетом случайности параметров глубины и длины;
- разработаны устройства, позволяющие моделировать периодически повторяющиеся неровности пути со случайными амплитудой и длиной, получены выражения для их дисперсий при управлении длиной и глубиной стыковой неровности пути от одного или двух генераторов шума;
- для оценки с заданной точностью дисперсий сил в рессорном комплекте получены данные о необходимом времени интегрирования

НТБ
ДНУЖТ

на АЭМ или ЭВМ систем нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих пространственные случайные колебания грузового вагона;

- предложена методика моделирования на АЭМ колебаний грузового вагона на инерционном пути при кинематических и параметрических возмущениях.

Практическая ценность. Предложена методика исследования и моделирования на АЭМ плоских и пространственных колебаний грузового вагона при детерминированных и случайных возмущениях, обусловленных состоянием пути.

Анализ спектров стыковых неровностей пути, методика выбора рациональных параметров рессорного подвешивания вагона, усредненных в заданном диапазоне скоростей движения, а также рекомендации относительно продолжительности времени интегрирования, необходимого для получения дисперсий сил с заданной точностью, могут быть использованы при решении подобных задач на ЭВМ.

Показано, что упругость колеса и буксовые резиновые прокладки с жесткостями более 10 кН/мм (на ось), а также характер трения в пути не оказывают влияния на уровень динамических добавок сил в рессорном комплекте грузового вагона. Установлено, что упруго-фракционные скользун (с начальной затяжкой и без нее) не улучшают динамических качеств тележки ЦНИИ-ХЗ.

Оценена нагруженность рессорного подвешивания тележки ЦНИИ-ХЗ в эксплуатации. Результаты могут быть использованы при проведении в лабораторных условиях усталостных испытаний.

Реализация результатов работы. Диссертация написана по результатам исследований, которые были проведены автором при выполнении научно-исследовательских работ в ДИИТе по приказам МПС, совместных исследований с ИТМ АН УССР по постановлению

Президиума АН УССР, по заказам ВНИПТИвагонострoения (Кременчуг), Уральского вагоностроительного завода имени Ф.Э.Дзержинского-и договора о содружестве с производственным объединением "Жданов-тяжмаш".

Результаты выполненных автором исследований были использо-ваны ВНИПТИвагонострoения при выборе параметров рессорного под-вешивания специализированной контейнерной платформы для скоростей движения до 140 км/ч , Уральским вагоностроительным заводом при выборе параметров двухосной тележки грузовых вагонов для повы-шенных скоростей движения и двухосной тележки грузовых ваго-нов магистральных железных дорог с увеличенной нагрузкой от оси на рельс, а также производственным объединением "Ждановтяжмаш" при организация и проведения усталостных испытаний опытного образца цистерны с котлом бункерного типа для перевоза тяжелых порошкообразных грузов.

Актами предприятий подтверждается экономический эффект от внедрения результатов научно-исследовательских работ, в которых автор принимал участие, на сумму более 420 тыс.рублей.

Апробация работ. Основные положения диссертация доклады-вались на Всесоюзных конференциях "Проблемы механики железнодоро-жного транспорта" в Днепропетровске(1972,1977,1980 гг.), на III Всесоюзной конференции по АЭМ в Москве (1969 г.), Всесоюзной конференции по вибрационной технике в Кутаиси (1981г.), III Все-союзной научно - технической конференции "Применение ЭМ при про-ектировании , испытании и эксплуатации электропоездов " в Риге (1969г.), симпозиуме по проблемам моделирования динамики подвиж-ного состава в Брянске (1973г.), сетевой конференции "Динамика и меры повышения эксплуатационной надежности локомотивов в усло-виях железных дорог Урала и Сибири" в Омске (1972г.), Республикан-ской конференции молодых ученых-железнодорожников в Днепропетров-

ске (1969г.), городском семинаре по общей механике в Днепропетровске (1972, 1976 гг.), научно-технических конференциях ДИИТА и БИТМа.

В целом работа докладывалась на Днепропетровском городском семинаре по общей механике и кафедре теоретической механики ДИИТА.

Публикации. Основные положения диссертации получены при выполнении 6 научно-исследовательских работ и опубликованы в 13 статьях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из 6 глав, включая введение и заключение, списка используемой литературы.

Во введении обосновывается актуальность работы, сделан обзор исследований по динамике вагонов, взаимодействию подвижного состава и пути, сформулированы цели работы.

Во второй главе приводится математическое описание колебаний исследуемого железнодорожного экипажа, движущегося по упруговязкому безынерционному или инерционному пути. Даны расчетные значения параметров вагона и пути.

В третьей главе сделан анализ кинематических и параметрических возмущений, обусловленных состоянием пути.

В четвертой главе излагается методика моделирования с помощью АРМ вынужденных колебаний железнодорожных экипажей, силовых характеристик пути и рессорного подвешивания вагонов, детерминированных и случайных кинематических и параметрических возмущений.

В пятой главе приводятся результаты исследований вертикальных и пространственных колебаний грузового вагона.

В шестой главе сформулированы выводы, даны рекомендации по методике исследований колебаний подвижного состава на АРМ и моделирования возмущений, сделано заключение о практическом

применения результатов исследования.

Основное содержание работы

Введение. Вопросы исследования динамики железнодорожных экипажей наиболее полно разработаны в трудах русских и советских ученых. Первые исследования были проведены Н.П.Петровым, Н.Е.Хуковским, С.П.Тимошенко, а затем А.М.Годыцким - Цвирко, М.В.Винокуровым, М.Н.Фалоненко-Бородичом. Наиболее полно

вопросы взаимодействия колеса и рельса, собственных и вынужденных колебаний, а также устойчивости невозмущенного движения транспортных экипажей были разработаны в трудах М.Ф.Верига, С.В.Вершинского, С.М.Куденко, академика В.А. Дазаряна, В.Б.Меделя, И.И.Челюкова, Г.Ш.Шажуянца.

Большой вклад в теоретическое и экспериментальное решение этих задач внесли Е.П.Блохин, Л.О.Грачева, И.П.Исаев, А.А.Камаев, Л.А.Кальняцкий, А.Я.Коган, М.Л.Коротенко, Н.Н.Кудрявцев, А.А.Львов, Л.А.Манашкин, М.П.Пахомов, С.Н.Никольский, А.А.Савоськая, М.М. Соколов, Т.А.Тябалов, В.Ф.Ушкалов, Л.А.Шадур, В.Д.Хусидов, Г.П.Бурчак, В.Д.Данович, В.А.Даухглазов, Ю.В.Демян, Л.А.Длугач, А.А.Долматов, В.А.Камаев, Л.Д.Кузьмич, Ю.С.Ромен, Ю.М.Черкашин и многие другие.

При решении задачи о взаимодействии подвижного состава и пути обычно рассматриваются вертикальные или боковые, а также пространственные колебания экипажа. Путь принимается упруго-вязким безынерционным или инерционным (в виде дискретной приведенной массы или системы с распределенными параметрами). В зависимости от целей исследования экипаж может быть представлен как система абсолютно твердых тел либо деформируемых. В большинстве случаев с достаточной точностью можно считать кузов абсолютно твердым телом.

Многочисленные эксперименты по определению жесткостных и

диссипативных свойствах пути, проведенные ВНИИЖТом и ДИИТом, показывают, что жесткость вдоль пути является случайной величиной, а трение — близким к кулонову. Поэтому представляет интерес оценить влияние этих параметров, а также приведенной массы пути на динамические качества грузовых вагонов при их вертикальных колебаниях.

Решение сложной нелинейной задачи о вынужденных случайных пространственных колебаниях железнодорожных экипажей практически невозможно без использования мощных ЭВМ. Обычно решение таких задач получают либо во временной области численным интегрированием системы нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений высокого порядка, что связано с большой затратой машинного времени, либо в частотной области с линеаризацией исходных уравнений.

Поэтому является актуальным исследование взаимодействия подвижного состава и пути с применением АВМ, позволяющих моделировать нелинейности, имеющие место в реальном подвижном составе и пути, значительно сократить время выдачи результатов решения, легко варьировать исследуемые параметры, вводить реальные возмущения практически неограниченной длительности и использовать сигнал на выходе модели в качестве возмущения при выбросопытаниях в лабораторных условиях на надежность и долговечность функционирования транспортируемых приборов и изделий.

Математическое описание колебаний исследуемого железнодорожного экипажа дано во второй главе диссертации.

1. Плоские колебания вагона. При помощи принципа Даламбера получены дифференциальные уравнения движения четырехосного грузового вагона по упругому безынерционному пути для расчетной схемы, представляющей экипаж в виде трех твердых тел (кузова и двух тележек), имеющих семь степеней свободы. Трение в рес-

сорном комплекте и в пути кулоново.

Дифференциальные уравнения движения грузового вагона по упруговязкому инерционному (дискретная модель) пути были получены так же, как и в предыдущем случае. Расчетная схема экипажа представлена в виде семи масс (кузова, двух тележек и четырех приведенных масс пути), связанных между собой упругодиссипативными связями, и имеет одиннадцать степеней свободы.

Составлены дифференциальные уравнения плоских колебаний четырехосного грузового вагона, движущегося по инерционному упруговязкому пути с учетом упругости колеса. В этом случае, в отличие от предыдущих расчетных схем, необрессоренная масса тележки представлена в виде двух масс, связанных между собой упругой связью. Предполагалось, что экипаж движется по балке, лежащей на однослойном (по В.З.Власову) инерционном деформируемом основании, и представлен расчетной схемой, имеющей 11 степеней свободы.

Дифференциальные уравнения движения такой механической системы получены при помощи уравнений Лагранжа второго рода и имеют вид

$$M\ddot{\bar{q}} + R\dot{\bar{q}} + C\bar{q} = \bar{Q}, \quad (1)$$

где M, R и C — матрицы инерционных, диссипативных и квазиупругих коэффициентов, $\bar{q}$ и $\bar{Q}$ — векторы обобщенных координат и обобщенных сил.

Такими же уравнениями описываются колебания грузового вагона с двойным рессорным подвешиванием. С их помощью исследовались динамические качества тележек длиннобазной контейнерной платформы.

В предположении, что колесо абсолютно твердое, из (1) были получены дифференциальные уравнения движения по инерционному пути грузового вагона с центральным подвешиванием. Расчетная

схема вагона имела 7 степеней свободы.

2. Пространственные колебания вагона на инерционном в вертикальной плоскости пути исследовались при помощи расчетной схемы, представляющей вагон как механическую систему из II твердых тел (кузов, две наддрессорные балки, четыре боковины и четыре колесных пары). При этом принималась во внимание качка кузова на пяте; при влиянии кузова относительно наддрессорных балок учитывался момент сил сухого трения от поворота подпятника относительно пяты в горизонтальной плоскости и в опорных поверхностях упругофрикционных скользунов; соединения колесных пар с боковыми рамами в горизонтальной плоскости считались шарнирными; предполагалось, что после выбора зазора между скользунами происходит удар, колеса имеют билинейный профиль поверхности катания, движение колес безотрывное.

Такая механическая система имеет 22 степени свободы и 8 половиновых степеней свободы.

Кинематические и параметрические возмущения движения железнодорожного экипажа описаны в третьей главе.

Возмущения движения рельсового экипажа, обусловленные состоянием пути, можно разделить на две основные категории: возмущения, вызванные движением экипажа по геометрическим неровностям пути, и параметрические возмущения, вызванные неоднородностью физических параметров пути. Как в первом, так и во втором случаях возмущения состоят из двух групп: 1) периодические возмущения со случайными параметрами, определяемые конструкцией пути (стыки); 2) случайные возмущения, вызванные дефектами пути.

Стыковую неровность пути можно представить в виде периодически повторяющихся достаточно удаленных друг от друга коротких импульсов одной и той же формы, но со случайными амплитудами и длительностями. Оценка влияния формы аппроксимация стыковой не-

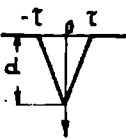
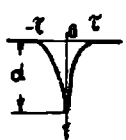
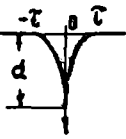
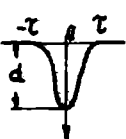
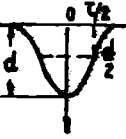
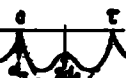
ровности пути на энергетический спектр возмущенная. Как известно, энергетический спектр $S(\omega)$ периодической последовательности однопиковых импульсов без учета взаимной корреляции случайных параметров (амплитуд d и длительностей $2\tau = \frac{\lambda}{V}$ может быть вычислен с помощью выражения

$$S(\omega) = S_n(\omega) + S_g(\omega) = \frac{2}{T} [(d^2 + \sigma_d^2) K_0(\omega) - d^2 K_\infty(\omega)] + \frac{4\pi d^2}{T^2} K_\infty(\omega) \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - \frac{2\pi r}{T}), \quad (2)$$

где $K_\infty(\omega) = |\int_0^T g(\omega, \tau) w_\pi(\tau) d\tau|^2$, $K_0(\omega) = \int_0^T |g(\omega, \tau)|^2 w_\pi(\tau) d\tau$, (3)

$\delta(\omega)$ - дельта-функция Дирака, d и σ_d - среднее и средне-квадратическое значения амплитуды импульсов, $g(\omega, \tau)$ - спектр одиночного импульса (табл. I), w_π - плотность распределения значений длительности импульсов (длина стыковой неровности пути), $T = \lambda/V$ - период повторения импульсов (стыков). Встречающиеся в литературе выражения, аппроксимирующие стыковые неровности пути, приведены в табл. I.

Анализ энергетических спектров стыковых неровностей пути со случайной амплитудой и постоянной длиной ($\lambda = 3$ м для 1 - 5 и $\lambda = 25$ м для 6 и 7) показал, что стыковые неровности вида 1, 4 и 5 (см. табл. I) несущественно отличаются друг от друга, а энергия их распределена в достаточно широком диапазоне низких частот (до 12 Гц при $V = 100$ км/ч). Энергия неровностей вида 6 и 7 сосредоточена в более узком диапазоне частот (до 5 - 6 Гц). На примере стыковой неровности вида 5 (гауссов импульс) показано, что изменение длины неровности по нормальному закону распределения при $d = \text{const}$ приводит к некоторому уменьшению интенсивности дискретных составляющих спектра, причем наибольшее отличие имеют 7 и 8 гармоники (25% - для $\sigma_\tau = 0,5$ м и 45% - для $\sigma_\tau = 0,75$ м), а также появлению не-

№ п/п	η(t)		g(ω, T) = ∫ _{-∞} [∞] η(t) e ^{-iωt} dt
	График	Математич. запись	Математич. выражение спектра
I		$\begin{cases} \frac{d}{\tau}(\tau+t), & -\tau \leq t \leq 0, \\ \frac{d}{\tau}(\tau-t), & 0 \leq t \leq \tau, \\ 0, & t > \tau \end{cases}$	$d \left(\frac{\sin \frac{\omega \tau}{2}}{\frac{\omega \tau}{2}} \right)^2$
II		$\begin{cases} \frac{d}{\tau^2}(\tau+t)^2, & -\tau \leq t \leq 0, \\ \frac{d}{\tau^2}(\tau-t)^2, & 0 \leq t \leq \tau, \\ 0, & t > \tau \end{cases}$	$d \frac{4}{(\omega \tau)^2} \left(1 - \frac{\sin \omega \tau}{\omega \tau} \right)$
III		$\begin{cases} \frac{d}{\tau^3}(\tau+t)^3, & -\tau \leq t \leq 0, \\ \frac{d}{\tau^3}(\tau-t)^3, & 0 \leq t \leq \tau, \\ 0, & t > \tau \end{cases}$	$d \frac{15}{(\omega \tau)^2} \left[1 - \left(\frac{\sin \frac{\omega \tau}{2}}{\frac{\omega \tau}{2}} \right)^2 \right]$
IV		$\begin{cases} \frac{d}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{\tau} t \right), & -\tau \leq t \leq \tau, \\ 0, & t > \tau \end{cases}$	$d \frac{\tau^2}{1 - (\omega \tau)^2} \cdot \frac{\sin \omega \tau}{\omega \tau}$
V		$d \exp \left[-4 \left(\ln 2 \right) \frac{t^2}{\tau^2} \right],$ $-\infty < t < \infty$	$d \sqrt{\frac{\tau}{4 \ln 2}} \exp \left(-\frac{\omega^2 \tau^2}{8 \ln 2} \right)$
VI		$d \left \sin \frac{\pi}{\tau} t \right $	$d \frac{\tau}{1 - (\omega \tau)^2} (1 + \cos \omega \tau)$
VII		$d_1 \left \sin \frac{\pi}{\tau} t \right +$ $d_2 \left \sin \frac{3\pi}{\tau} t \right $	$d_1 \left(\frac{1}{1 - (\omega \tau)^2} - \frac{3 d_2}{11^2 - (\omega \tau)^2} \right) \tau \cdot$ $\cdot (1 + \cos \omega \tau)$

прерывной части спектра $S_n(\omega)$, интенсивность которой при $\omega=0$ пропорциональна $\alpha^2 \sigma_T^2$. При равномерном законе распределения длины стыковой неровности пути ее энергетический спектр совпадает со спектром, полученным для нормального закона распределения при одинаковых среднеквадратичных значениях σ_T .

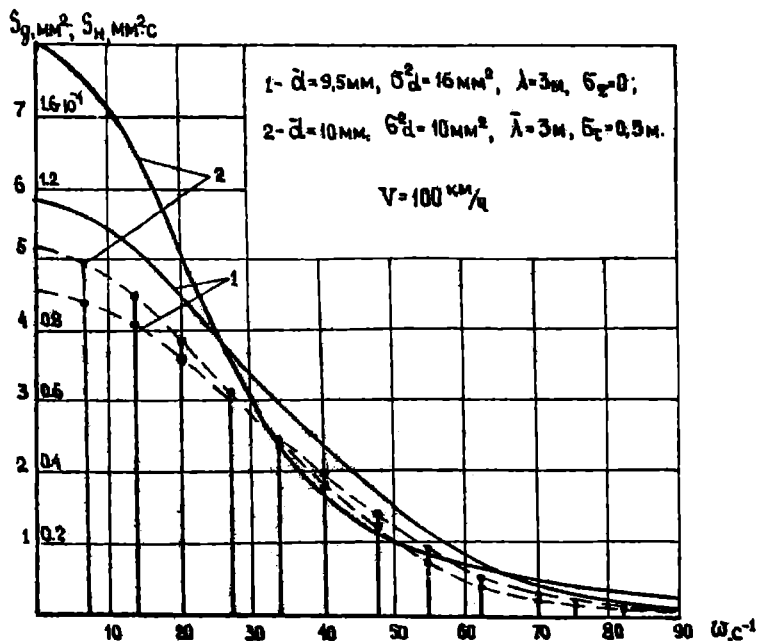


Рис. 1. Энергетические спектры периодически повторяющихся стыковых неровностей пути со случайными амплитудами при постоянной (1) и нормально распределенной (2) длинах.

На рис. 1 приведены графики огибающих $S_n(\omega)$ непрерывной и $S_g(\omega)$ дискретной частей энергетических спектров периодических стыковых неровностей вида 5, длина которых имеет нормальный закон распределения ($\bar{\lambda} = 3$ м, $\sigma_T = 0,5$ м), а глубина случайна со средним значением $\bar{d} = 10$ мм и дисперсией $\sigma_d^2 = 10$ мм² (линия 2). Линия 1 - спектр стыковых неровностей постоянной длины $\lambda = 3$ м со случайной амплитудой $\bar{d} = 9,5$ мм

а $\zeta_{\alpha} = 16 \text{ мм}^2$. Как видно из рис. I, дискретные части спектров отличаются друг от друга не более чем на 10%, а непрерывные - для $\omega = 0$ на 35 %.

Так как помимо периодических стыковых неровностей пути на экипаж воздействуют непрерывные случайные неровности пути, имеющие непрерывную спектральную плотность, то суммарный непрерывный и дискретный спектры существенно не изменятся, если вместо периодических стыковых неровностей пути со случайными длиной и амплитудой моделировать периодически повторяющиеся импульсы постоянной длины со случайной амплитудой.

Анализируя результаты экспериментального определения жесткости пути, можно сделать вывод, что жесткость вдоль пути является случайной величиной, а в зоне стыка наблюдается "упругая яма", которую можно аппроксимировать такими же выражениями, что и стыковую периодическую неровность пути - косинусоидой ($\lambda = 3 \text{ м}$).

Помимо периодического возмущения от стыков, на железнодорожный экипаж воздействуют также многочисленные возмущения случайного характера. Это случайно распределенные геометрические неровности поверхности катания рельсов и колесных пар, неравноупругость пути и другие факторы. Поскольку спектральные плотности геометрических неровностей и неравноупругости пути по литературным данным в основном обратно пропорциональны квадрату частоты, то они принимались в виде

$$S(\omega) = \frac{2}{K_n^2 + \beta_n \omega^2}, \quad (4)$$

что соответствует "белому шуму" сил взаимодействия между колесом и рельсом. Здесь K_n и β_n - упругодиссипативные параметры пути.

Время интегрирования на АБМ для ЭВМ системы дифференциальных уравнений, описывающих колебания железнодорожного экипажа

при случайных и детерминированных возмущениях, для получения статистической дисперсии сил в рессорном комплекте с заданной точностью δ оценивалось по формуле

$$T = \frac{2\alpha^2 + \omega_0^2}{\alpha^3 + \omega_0^3} \cdot \frac{1}{\alpha \delta^2}, \quad (5)$$

где ω_0 - круговая частота, соответствующая максимуму функциональной спектральной плотности сил в рессорном комплекте; α - ширина спектральной плотности сил в рессорном комплекте на уровне 0,5 его максимума.

Методика моделирования вынужденных колебаний железнодорожного экипажа с помощью АВМ описана в главе 4.

Нелинейные дифференциальные уравнения движения четырех - осного грузового вагона после приведения к нормальной форме Коши записывались таким образом, чтобы в правых частях уравнений была сила. Тогда возникающие при деформациях силы в рессорном комплекте или взаимодействия между колесом и рельсом можно моделировать на АВМ с помощью отдельных блоков, осуществляющих преобразование « деформация - сила », что позволяет легко производить переход от одной функциональной зависимости к другой. Машинные переменные соответствуют измеряемым при натурных испытаниях физическим, что позволяет сопоставлять результаты моделирования с экспериментом не только количественно, но и качественно.

Приведено описание схем, позволяющих моделировать силовые характеристики рессорного подвешивания и пути, криволинейный профиль катания колеса, удары в типовых скользящих, упругофрикционные скользящие с начальной затяжкой, угловой момент трения тележки ЦНИИ - ХЗ при скошенных (одно или двухсторонних) клинниках.

Устройства, моделирующие возмущения движения железнодорожного экипажа, могут быть использованы при любой модели возму-

щенного движения и принципиально их структура не меняется от того, моделируются геометрические неровности или неравноупругости пути.

Возмущения, вызванные стыками рельсового пути, моделировались периодически повторяющимися импульсами косинусоидальной формы со случайной или постоянной амплитудой, которые вырабатывались специальными генераторами, управляемыми программным устройством. Генератор с номером i включается с запаздыванием по отношению к первому на время $t_i - l_i / v$, где l_i - расстояние от оси с номером i до первой, а v - скорость движения. Период повторения импульсов пропорционален длине рельсового звена. Далее импульс поступает на вход схемы, моделирующей зону нечувствительности со случайной регулировкой зоны; на выходе схемы получаем усеченные косинусоидальные импульсы со случайными параметрами (амплитуды и длительности). Получены выражения для оценки статистических характеристик этих параметров при управлении ими от одного или двух генераторов шума.

Приведены структурные схемы устройств, моделирующих случайные геометрические неровности и неравноупругости пути.

При исследовании пространственных колебаний четырехосного грузового вагона под каждое колесо подавались случайные вертикальные геометрические неровности пути от независимых генераторов шума. Горизонтальные случайные неровности пути принимались такие же, как и вертикальные, и независимыми для каждой рельсовой нити.

В пятой главе приведены результаты исследований.

При плоских колебаниях четырехосного грузового вагона, движущегося по безынерционному упруговязкому пути с периодически повторяющимися косинусоидальными неровностями стыкового пути, получено, что динамические добавки сил, действующих на кузов вагона

на, меньше на 10 % для $\lambda = 2$ м и на 16% для $\lambda = 1,5$ м тех значений, которые получены для $\lambda = 3$ м при одинаковой глубине неровности. Уменьшение длины рельсового звена с 25 до 12,5 м вызывает увеличение сил в рессорном комплекте на 24% и не оказывает влияния на величины сил взаимодействия.

Таблица 2

L, м		$\frac{K, \text{кн/мм}}{\lambda, \text{м}}$	6	7,4	8	9,25	10
		$\lambda, \text{м}$					
25	$\varphi_{\text{опт}}$	1,5	6	7	8	8	10
		2	-	8,5	9	10	-
	%	3	8	9,5	10	11	12
12,5		1,5	8	10	11	12	13

В табл.2 приведены оптимальные значения коэффициента относительного трения в рессорном подвешивании $\varphi_{\text{опт}}$, усредненные в диапазоне скоростей движения 60-140 км/ч по критерию $\min Q = \min[\max(|S_1| + |S_2|)]$ для различных значений жесткости рессорного подвешивания K . Здесь S_1 и S_2 - динамические добавки вертикальных сил, действующих на кузов вагона. Усреднение оптимального коэффициента относительного трения было получено по формуле Байеса

$$\varphi_{\text{опт}} = \sum_{i=1}^n \frac{P(V_i) P(\varphi/V_i)}{\sum_{k=1}^n P(V_k) P(\varphi/V_k)} \varphi_{oi}, \text{ где } P(\varphi/V_i) = \begin{cases} (\varphi_{hi} - \varphi_{ni})^{-1}, & \varphi_{ni} < \varphi_{oi} < \varphi_{hi}, \\ 1, & \varphi_{ni} \leq \varphi_{oi} \leq \varphi_{hi}; \end{cases} \quad (6)$$

φ_{oi} - оптимальное значение коэффициента относительного трения (в %) для скорости движения V_i ; $P(V_i)$ - вероятность движения грузового вагона со скоростью V_i в процессе эксплуатации; φ_{hi} и φ_{ni} - верхняя и нижняя границы зоны рационального значения φ_o при выбранных показателях качества.

Вид трения в пути (кулоново или вязкое) не оказывает влияния

на максимальные значения сил в рессорном комплекте, но первое увеличивает на 20% силы взаимодействия.

Одним из наиболее простых способов учета инерционных свойств подрельсового основания является введение в расчетную схему взаимодействия подвижного состава и инерционного пути сосредоточенной приведенной массы, присоединенной к каждой колесной паре через упругодиссипативную связь.

Характер и величина динамических добавок сил, действующих на кузов вагона, практически не отличаются от величин, полученных для безынерционной модели пути при одноступенчатом возмущении и дискретном варьировании массы пути от 0,5 до 50 т. Максимальные значения динамических добавок сил в основании при этом убывают, а силы взаимодействия между колесом и рельсом растут. Не оказывает влияния на динамические качества грузового вагона изменение жесткости между колесом и рельсом в диапазоне 100-500 кН/мм.

Влияние упругости колеса на динамические качества грузового вагона оценено на расчетной схеме плоских колебаний вагона, движущегося по балке, лежащей на инерционном упруговязком основании. При жесткостях рессорного подвешивания 4+12 кН/мм на тележку динамические добавки сил в рессорном комплекте и взаимодействия с ростом жесткости колеса от 1 до 10 кН/мм на ось увеличиваются на 50-60 кН, а затем стабилизируются и приближаются к тому значению, которое получено, когда колесо считается абсолютно твердым телом. При фиксированном статическом опускании центра масс груженого кузова вагона для улучшения его динамических качеств жесткость колеса должна быть менее 10 кН/мм на ось.

В длиннобазных платформах для перевозки контейнеров жесткость упругих резиновых прокладок в надбуксовой ступени, начиная с 10 кН/мм и более, не оказывает влияния на уровень максимальных сил в рессорном комплекте и взаимодействия, а также на

ускорения пятнака. Проведено сравнение динамических качеств платформы в груженом и порожнем режимах движения на тележках с линейной характеристикой жесткости центрального рессорного подвешивания 6 кН/мм и 7,7 кН/мм (ЦНИИ-ХЗ) и билинейной - 9,8 (3,6) кН/мм и 6,7 (4,1) кН/мм (в скобках - жесткость, соответствующая порожнему режиму). В диапазоне скоростей движения 60-140 км/ч силы взаимодействия для всех типов тележек в груженом режиме практически совпадают и незначительно отличаются в порожнем. Ускорения пятнака и силы в рессорном комплекте на 20-30% меньше, чем у тележки ЦНИИ-ХЗ, имеют тележки с линейной характеристикой жесткости центральной ступени 6 кН/мм или билинейной 6,7 (4,1) кН /мм.

Рассмотрены вертикальные колебания грузового вагона на тележках ЦНИИ-ХЗ, движущегося по инерционному однослойному пути с различными несовершенствами, обусловленными состоянием пути. В качестве возмущения, действующего на экипаж, принимались периодические косинусоидальные длиной 3 м стыковые неровности постоянной или случайной глубины и случайные геометрические неровности пути. Упругость пути изменялась по длине рельсового звена и математически описывалась такими же выражениями, что и неровности.

При движении экипажа только по детерминированным неровностям неравноупругого пути динамические добавки сил в рессорном комплекте и взаимодействия увеличиваются примерно на 20 кН по сравнению с результатами, полученными при движении только по детерминированным неровностям пути.

Поле точек максимальных значений коэффициентов динамических добавок вертикальных сил в рессорном комплекте $k_j^b [s.]$, полученных при движении грузового вагона на тележках ЦНИИ-ХЗ по пути с детерминированными со случайной глубиной стыковыми

и случайными геометрическими неровностями, а также аналогичной неравноупругости пути, лежат выше поля точек, полученных для равноупругого пути, хотя математическое ожидание глубины детерминированной неровности пути была в 1,6 раза меньше. Здесь было одно максимальное значение $K'_j[S_j]$ на реализации в 2500 м пути через каждые 25+50 м для скоростей движения 60, 80, 100, 120 и 140 км/ч. Полученные по этим данным доверительные интервалы для среднего $K'_j[S_j]$ хорошо согласуются во всем диапазоне скоростей движения с результатами натурного эксперимента на участке Келасури-Очамчире в 1964 году, а для стандарта $K'_j[S_j]$ нижняя граница доверительного интервала натурального эксперимента пересекается с верхней границей доверительного интервала результатов моделирования.

Лучше согласуются с экспериментальными результаты моделирования пространственных колебаний грузового вагона при его движении по стыковым неровностям пути косинусоидальной формы ($\lambda = 3 \text{ м}, d = 10 \text{ мм}$), симметричных на обоих рельсовых нитях, а также вертикальным и горизонтальным случайным неровностям пути со среднеквадратичным значением $\sigma_p = 15 \text{ мм}$. По данным результатов моделирования получены дифференциальные законы распределения сил в рессорном комплекте тележки, усредненные в диапазоне скоростей движения $60 \div 160 \text{ км/ч}$ по формуле

$$f(s) = \sum_{i=1}^5 p(v_i) \cdot f_i(s/v_i), \quad (7)$$

где распределения $f_i(s/v_i)$ и $f(s)$ представлены в виде ряда Грама - Шарлье по ортогональным полиномам $H_n(z)$ Чебышева - Эрмита.

Для тележки ЦНИИ - ХЗ область доверительных значений дифференциального закона распределения максимальных значений вертикальных сил в рессорном комплекте, полученная по результатам натурных испытаний, хорошо согласуется с дифференциальным за -

коном распределения сил при электронном моделировании, представленном в виде:

$$f_z(z) = 0,256 e^{-\frac{z^2}{2}} \left[1 + \frac{H_2(z)}{41} - \frac{H_4(z)}{24} \right]; z = \frac{s-54}{16}. \quad (8)$$

Несколько хуже согласуется с опытными данными в области больших значений дифференциальный закон распределения максимальных значений горизонтальных сил в рессорном комплекте

$$f_z(z) = 0,2 e^{-\frac{z^2}{2}} \left[1 + \frac{H_2(z)}{25} - \frac{H_4(z)}{20} \right]; z = \frac{s-35,4}{7,2}. \quad (9)$$

Максимальные значения величины боковой качки кузова относительно наддрессорных балок при скоростях выше критической интенсивно растут, а в диапазоне 120-140 км/ч стабилизируются вследствие выбора зазора между скользящими, в которых возникают удары. Этим, очевидно, объясняется то обстоятельство, что при больших скоростях движения (более 120 км/ч) в эксперименте и при моделировании пространственных колебаний вагона рост вертикальных сил в рессорном комплекте не столь интенсивен, как в диапазоне скоростей движения 60-120 км/ч.

Упругие скользящие с жесткостью $K_c = 2$ кН/мм несколько увеличивают боковую качку кузова, влияя в горизонтальные силы рессорного подвешивания по сравнению с типовыми скользящими тележки ЦНИИ-ХЗ. Варьирование величины начальной затяжки в диапазоне 10-20 мм, коэффициента трения $0,25 \pm 0,3$ и жесткости $-0,57 \pm 2$ кН/мм упруго-фрикционных скользящих с начальной затяжкой практически не оказывает влияния на динамические показатели грузового вагона на тележках ЦНИИ-ХЗ и не улучшает их по сравнению с типовыми скользящими.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Энергетический спектр периодической последовательности однотипных стыковых неровностей пути несущественно зависит от

НТБ
ДНУЖТ

закона распределения амплитуд или длин неровностей, когда они взаимно некоррелированы, а зависят от их математических ожиданий и дисперсий.

Суммарный энергетический спектр возмущений, вызываемых периодическими стыковыми однотипными и случайными неровностями пути, существенно не изменится, если заменить периодические неровности пути со случайными амплитудой и длиной стыковыми неровностями пути со случайной амплитудой и постоянной длиной.

Полученные выражения спектральных плотностей периодических неровностей пути со случайными параметрами могут быть использованы при исследовании вынужденных колебаний железнодорожных экипажей с помощью ЭВМ.

2. Для оценки с заданной точностью дисперсий вертикальных сил в рессорном комплекте грузового вагона получено выражение для определения времени интегрирования на АБМ и ЭВМ.

3. Динамические добавки максимальных значений сил в рессорном комплекте грузового вагона увеличиваются на 16 % при изменении длины косинусоидальной стыковой неровности пути от 1,5 до 3 м при постоянной ее глубине. Силы взаимодействия между колесом и рельсом не зависят от длины рельсового звена и с увеличением уклона стыковой неровности пути растут более интенсивно в том случае, когда уклон неровности увеличивается за счет изменения её длины.

4. Максимальное значение сил в рессорном комплекте грузового вагона не зависит от вида трения в пути; силы взаимодействия увеличиваются на 20 % с переходом от вязкого трения к кулонову.

5. Величины приведенной массы пути (в диапазоне $0,5 \div 5$ т) и жесткости между колесом и рельсом (в пределах $100 \div 500$ кН/мм) не оказывают влияния на характер и максимальное значение дина-

мических добавок сил в рессорном комплекте грузового вагона.

6. Для улучшения динамических качеств грузового вагона жесткость упругого колеса должна быть менее 10 кН/мм (на ось).

7. В тележках длиннобазных платформ для перевозки контейнеров жесткость упругих резиновых прокладок в надбуксовой ступени при величинах более 10 кН/мм не оказывает влияния на уровень максимальных значений сил в рессорном комплекте и величины сил взаимодействия. Лучшие динамические качества имеет тележка с билинейной характеристикой жесткости в центральной ступени (6,7 кН/мм в груженом режиме и 4,1 кН/мм - в порожнем) или с линейной - 6 кН/мм на тележку.

8. При моделировании на АБМ плоских колебаний грузового вагона и возмущений в виде детерминированной со случайной амплитудой и случайной неровности и нелинейности пути получено хорошее совпадение доверительных интервалов среднего значения вертикальных сил в рессорном комплекте тележки ЦНИИ-ХЗ для натурального эксперимента и электронного моделирования.

9. Полученный по результатам математического моделирования пространственных колебаний грузового вагона закон распределения вертикальных сил в рессорном комплекте хорошо согласуется с данными натурального эксперимента. Несколько хуже в области больших значений соотносятся законы распределения горизонтальных сил. С помощью математического моделирования оценена нагруженность рессорного комплекта тележки ЦНИИ-ХЗ в эксплуатации.

10. Упругие с жесткостью 2 кН/мм и упругофракционные скользуны с начальной затяжкой не улучшают динамических качеств тележки ЦНИИ-ХЗ.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Влияние параметров пути и тележка на силы взаимодействия / В.А.Лазарян, Р.Б.Грановский и др. - Тр.ДМИТ, 1968, вып.88, с. 26-30.
2. Влияние сил трения в пути на силы взаимодействия между колесом и рельсом при движении четырехосных вагонов по неровностям пути / М.А.Фришман, Р.Б.Грановский и др. - Тр.ДМИТ, 1969, вып.99, с.20-25.
3. Вынужденные колебания четырехосного вагона, движущегося по инерционному пути / В.А.Лазарян, Р.Б.Грановский, В.Д.Данович, Р.С.Ляновский. - Тр.ДМИТ, 1970, вып. 117, с. 3-15.
4. Грановский Р.Б. Плоские колебания железнодорожного экипажа, движущегося по неравноупругому пути. - В кн.: Проблема механики железнодорожного транспорта. Тез.докл. Всесоюз. конф., Днепропетровск, 1980, Киев, Наукова думка, с.42.
5. Грановский Р.Б., Литвин И.А. Моделирование задачи о движении экипажа по инерционному пути. - В кн.: Некоторые задачи механики скоростного транспорта. Киев, Наукова думка, 1970, с. 80-87.
6. Данович В.Д., Ляновский Р.С., Грановский Р.Б. Пространственные колебания грузового вагона при движении по пути с детерминированными и случайными неровностями. - В кн.: Механика наземного транспорта. Киев, Наукова думка, 1977, с.37-41.
7. Исследование методом электронного моделирования плоских колебаний вагонов при их кинематическом и параметрическом возмущенном движении / В.А.Лазарян, Л.А.Манашкин, Р.Б.Грановский, И.А.Литвин. - В кн.: Материалы 33 научн.техн.конф.БИТМ, Брянск, 1972, с.51.
8. К вопросу об оптимизации параметров рессорного подвешивания транспортных экипажей / Р.Б.Грановский, В.Д.Данович, Л.А.Манашкин, Э.М.Теленбаум. - Тр.ДМИТ, 1971, вып.103, с.84-88.
9. Манашкин Л.А., Грановский Р.Б. Моделирование случайных возмущений движения рельсового экипажа, вызванных неидеальностями пути. - В кн.: Некоторые задачи механики скоростного транспорта. Киев, Наукова думка, 1970, с.95-103.
10. Манашкин Л.А., Грановский Р.Б. О моделировании периодически повторяющихся возмущений движения рельсового экипажа. - В кн.: Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. Киев, Наукова думка, 1973, с.246-251.
11. Методика выбора оптимальных параметров одианрного рессорного подвешивания четырехосного вагона / В.А.Лазарян, Р.Б.Грановский, В.Д.Данович, Л.А.Манашкин. - Тр.ДМИТ, 1970, вып.84, с. 20-30.
12. Методика моделирования возмущений в исследовании с помощью АБМ вертикальных колебаний грузового вагона с упругими колесами при движении по инерционному пути / Р.Б.Грановский и др. - В кн.: Динамика подвижного состава жел.дор., Брянск, 1974, с.80-83.
13. Моделирование неровностей пути при исследований на АБМ колебаний движущегося четырехосного вагона / Р.Б.Грановский и др. - Тр. ДМИТ, 1971, вып.103, с. 89-96.

НТБ
ДНУЖТ

ГРАНОВСКИЙ Роман Беркович

МОДЕЛИРОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ АВМ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО
СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПРИ ДЕТЕРМИНИРОВАННЫХ И
СЛУЧАЙНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

05.22.07 – Подвижной состав и тяга поездов

Подписано к печати 10.02.82г. БТ61073

Формат 60х84/16. Бумага для множительных аппаратов.
Ротапринт. Усл.печ.л. 1,34 Уч.-изд.л. 1 тираж 100 экз.

Заказ № 869. Бесплатно.

Редакционно-издательский отдел
участок оперативной полиграфии ДИИТа
320629, ГСП, Днепропетровск, 10
ул. Акад.В.А.Лазаряна, 2.

Сканировала Камянская Н.А.

НТБ
ДНУЖТ