

На правах рукописи

ГАЛИЧЕВ Александр Геннадьевич

**ВЛИЯНИЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
КОЛЁС И РЕЛЬСОВ НА ДИНАМИКУ ДВИЖЕНИЯ
ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА В РЕЖИМАХ ВЫБЕГА И ТЯГИ**

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и
электрификация

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Брянск – 2002

Работа выполнена на кафедре "Локомотивы" Брянского государственного технического университета.

Научный руководитель доктор технических наук, профессор
Михальченко Г.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор **Евст-
ратов А.С.**

кандидат технических наук, доцент
Шлюшников А.П.

Ведущая организация – ОАО "Брянский машиностроительный завод".

Защита состоится 15 октября 2002 г. в 14 ч. 00 мин. на заседании диссертационного совета К 212.021.02 Брянского государственного технического университета по адресу: 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, 7, ауд. 220.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Брянского государственного технического университета.

Автореферат разослан 12 сентября 2002 года.

Учёный секретарь
диссертационного совета

Реутов А.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одна из основных проблем современного локомотивостроения – обеспечение высоких тяговых и динамических характеристик локомотивов, которые в основном определяются конструкцией экипажной части и триботехническим состоянием системы колесо – рельс.

В последние десятилетия с целью уменьшения силового взаимодействия и износа гребней колёс и рельсов в кривых велась целенаправленная и системная работа по внедрению новых профилей колёс и технологий смазывания гребней и рельсов. Это значительно снизило остроту проблемы выхода из эксплуатации рельсов и бандажей локомотивных колёс из-за повышенного износа. В то же время увеличилась контактно-усталостная повреждаемость колёс и рельсов.

Исследования динамики локомотивов и изнашивания гребней в большинстве теоретических и экспериментальных работ выполнялись на выбеге, а не под тягой, при контакте новых колёс, в том числе и с криволинейным профилем, с новыми или мало изношенными рельсами и без смазывания.

Изучение динамики с точки зрения силового взаимодействия и изнашивания гребней колёс локомотива в режимах выбега и тяги при различном триботехническом состоянии системы колесо – рельс является актуальной задачей.

Цель и задачи работы. Целью работы является определение динамических характеристик и показателей износа гребней колёс грузового тепловоза при различном триботехническом (очертания профилей и коэффициенты трения) состоянии системы колесо – рельс в режимах выбега и тяги.

Для достижения цели в работе ставятся и решаются следующие задачи:

1. Разработка математической модели нелинейных пространственных колебаний грузового шестиосного тепловоза при движении в прямых и кривых участках пути в режимах выбега и тяги.

2. Разработка методики компьютерного моделирования, включающей:

- создание путевой структуры;
- моделирование профилей колёс и рельсов;
- выбор показателей динамических характеристик и показателей износа;
- моделирование режимов выбега и тяги.

3. Определение динамических показателей локомотива методом компьютерного моделирования и их сравнение с данными натурных испытаний.

4. Оценка влияния силы тяги на показатели динамических характеристик и изнашивание гребней колёс тепловоза.

5. Исследование движения тепловоза по пути со смазанными рельсами.

6. Анализ влияния геометрии профилей колёс и рельсов на динамику и показатели износа гребней колёс тепловоза.

7. Оценка результатов экспериментальных исследований влияния смазывания колёс и рельсов на динамику локомотива.

Объектом исследований является серийно выпускаемый грузовой тепловоз 2ТЭ116. Кроме того, для этого тепловоза, в своё время, был выполнен значительный объём динамических натурных испытаний и имеется большой опыт его эксплуатации.

Общая методика исследований. Тепловоз 2ТЭ116 представляется системой абсолютно твёрдых тел, связанных посредством голономных идеальных связей и безынерционных силовых элементов различных типов. Взаимодействие локомотива и пути осуществляется на основе сил контактного взаимодействия. Исследования динамики локомотива проводились с использованием специализированного программного комплекса UM Loco, разработанного совместно проф. кафедры "Прикладная механика" Д.Ю. Погореловым, проф. кафедры "Локомотивы" Г.С. Михальченко с д.т.н. В.С. Коссовым ГУП ВНИТИ. При моделировании учитывались параметры путевой структуры (неровности рельсов и макрогеометрия колеи). Случайные вертикальные и горизонтальные неровности в прямых участках сгенерированы по заданным спектральным плотностям. Горизонтальные неровности в кривых соответствуют замерам опытного участка пути. Движение моделировалось в режимах выбега и тяги.

Научная новизна:

- разработана математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза с учётом основных нелинейностей, присущих данному экипажу, механической части привода колёсных пар, сочетания различных профилей колёс и рельсов, забега, изменения коэффициента трения в контакте;
- дана качественная и количественная оценка влияния силы тяги на динамические характеристики и показатели износа гребней колёс локомотивов для двух типов профилей колёс: стандартного конического и ДМетИ;
- исследовано влияние смазывания рельсов на динамические показатели тепловоза и вскрыта причина значительного уменьшения бокового воздействия на путь локомотива при смазывании поверхности катания внутреннего рельса;
- установлены виды контакта колёс с рельсами (одноточечный или двухточечный), изучено силовое и фрикционное взаимодействие локомотива и пути для 9 сочетаний профилей колёс и рельсов, возможных в эксплуатации.

Достоверность научных результатов обеспечена:

- проверкой разработанной математической модели путём сравнения результатов моделирования с данными натурных испытаний экипажа тепловоза ТЭ116, выполненных в ГУП ВНИТИ МПС с участием автора;
- сравнением с имеющимися в литературе экспериментальными данными;
- критическим обсуждением результатов работы в ГУП ВНИТИ МПС, на научно-технических, в том числе международных конференциях.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Полученные результаты по оценке влияния силы тяги, смазывания, сочетания профилей колёс и рельсов на динамические характеристики и показатели износа грузового локомотива приняты ГУП ВНИТИ для использования при разработке технических требований на локомотивы нового поколения и мероприятий по пути и экипажу для уменьшения износа колёс. Разработанная математическая модель, методика и результаты исследований внедрены в учебный процесс.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 55-й научной конференции профессорско-преподавательского состава БГТУ (1999 г.), на X Международной кон-

ференции (Украина, г. Днепропетровск, 2000 г.) и на международной научно-практической конференции (Белоруссия, г. Гомель, 2001 г.).

На защиту выносятся:

1. Математическая модель пространственных колебаний грузового шестiosного тепловоза при движении в прямых и кривых в режимах выбега и тяги.
2. Методика компьютерного моделирования движения локомотива.
3. Результаты исследований по оценке влияния на динамику тепловоза:
 - силы тяги при контакте нового рельса со стандартным коническим и ДМетИ профилями колёс;
 - смазывания рельсов;
 - геометрии профилей колёс и рельсов.
4. Результаты экспериментальных исследований влияния смазывания колёс и рельсов на динамику локомотива.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ.

Структура и объём диссертации. Работа включает введение, 4 главы, заключение, библиографический список из 163 наименований и 3 приложения. Общий объём диссертации составляет 195 страниц, включая 124 рисунка и 14 таблиц в текстовой части.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение содержит обоснование актуальности и описание цели работы.

Первая глава диссертации содержит общую характеристику состояния вопроса по теме диссертации.

Для формулировки целей и задач диссертации, выбора методов и направления исследований выполнен анализ работ в области взаимодействия экипажа и пути в горизонтальной плоскости, геометрии колёс и рельсов, смазывания.

Большой вклад в развитие исследований по взаимодействию подвижного состава и пути, по снижению износа колёс и рельсов внесли В.М. Богданов, А.И. Беляев, Ю.П. Бороненко, М.Ф. Вериго, И.Г. Горячева, С.М. Голубятников, А.Л. Голубенко, В.Д. Данович, Л.К. Добрынин, А.С. Евстратов, О.П. Ершков, В.Н. Иванов, В.Н. Кашников, К.П. Королёв, А.Я. Коган, А.А. Камаев, В.А. Камаев, М.Л. Коротенко, С.М. Куценко, В.А. Лазарян, М.А. Левинзон, В.Б. Медель, Г.С. Михальченко, Н.А. Радченко, Ю.С. Ромен, А.Н. Савоськин, Г.И. Петров, Т.А. Тибиллов, В.Ф. Ушкалов, В.Д. Хусидов, В.Н. Шестаков, Ю.М. Черкашин, зарубежные учёные А. Виккенс, В. Гарг, Р. Жоли, И. Калкер, В. Кик, О. Креттек, Ф. Картер, Ф. Фредерих и другие.

Проблемы снижения силового воздействия подвижного состава на путь и износа колёс и рельсов всегда находились в центре внимания отраслевой и академической наук. Значительный вклад в решение этих проблем внесли и вносят учёные и специалисты таких организаций как ВНИИЖТ, ВНИТИ, ВЭЛНИИ, МИИТ, БИТМ, ЛИИЖТ, РИИЖТ, Института проблем механики РАН и других.

Анализ работ показал, что смазывания колёс и рельсов рассматривается в основном с точки зрения их износа, а не влияния на их силовое взаимодействие. Недостаточно полно освещена область знаний по применению различных про-

филей колёс, особенно для тягового подвижного состава. Недостаточно изучено также влияние на происходящие процессы в системе колесо – рельс силы тяги локомотива и степени износа рельсов.

Вторая глава посвящена обоснованию и разработке обобщённой математической модели пространственных колебаний грузового шестиосного тепловоза, а также описанию методики компьютерного моделирования. Расчётная схема локомотива и схема действия сил в системе колёсная пара – путь применительно к колёсно-моторному блоку первой колёсной пары показаны соответственно на рис.1 и 2. Пространственные колебания экипажа тепловоза ТЭ116 определяются 78 обобщёнными координатами.

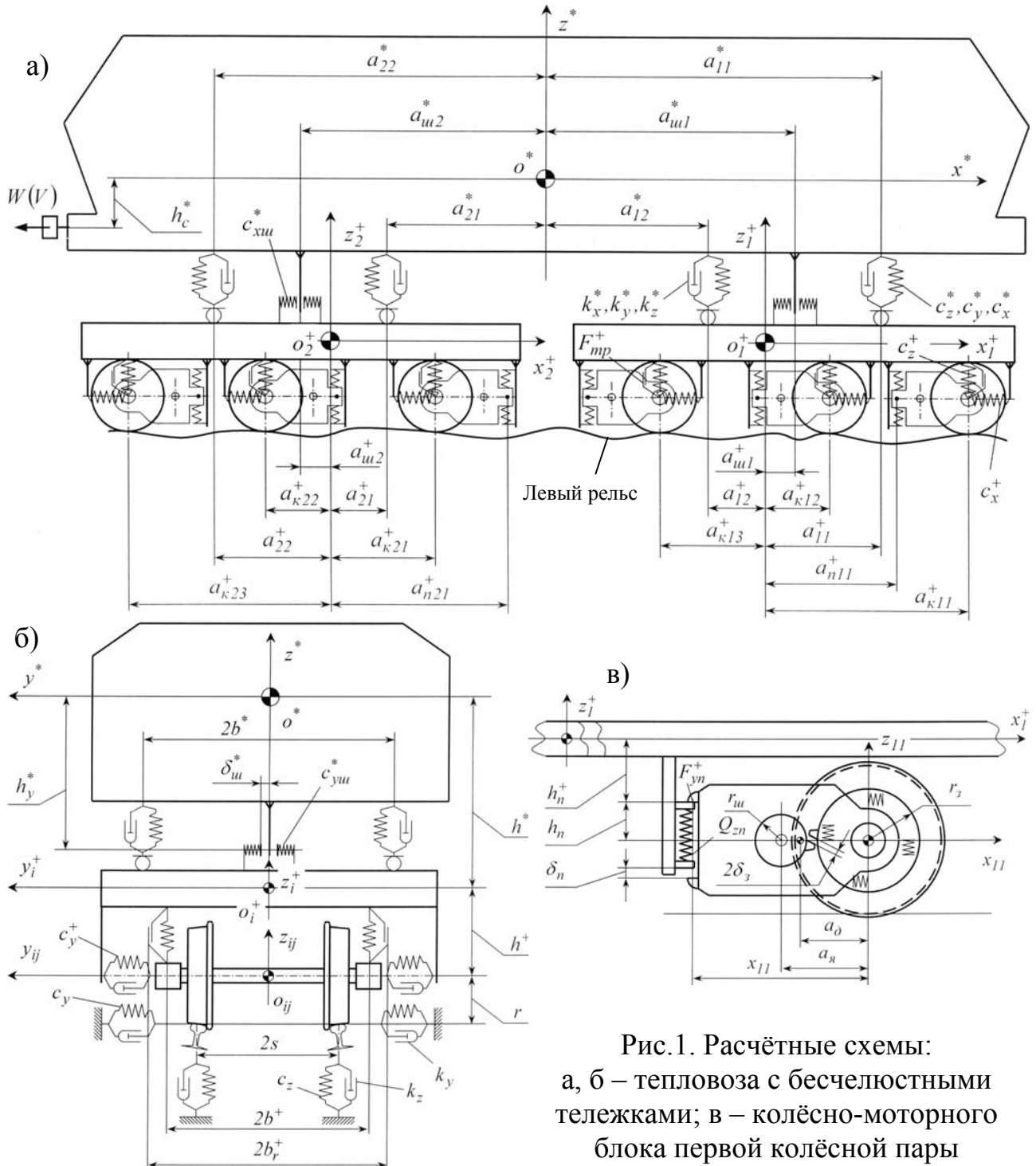


Рис.1. Расчётные схемы:
а, б – тепловоза с бесчелюстными тележками; в – колёсно-моторного блока первой колёсной пары

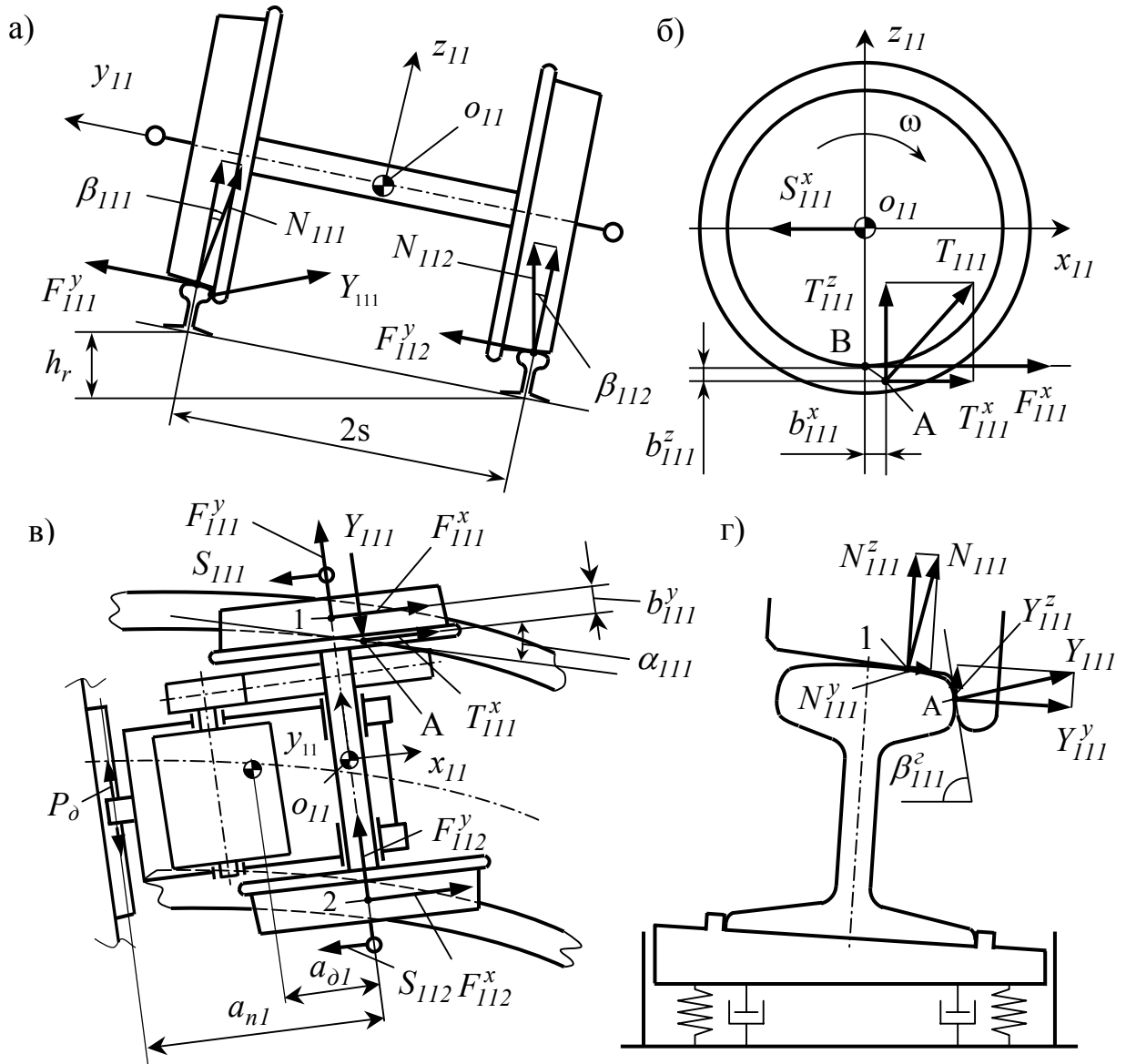


Рис.2. Схема действия сил в системе колёсная пара - путь

В расчётной схеме, рис.1, приняты следующие обозначения систем координат для соответствующих масс m и моментов инерции J : i, j -ой колёсной пары o_{ij} , x_{ij} , y_{ij} , z_{ij} ; i -ой рамы тележки o_i^+ , x_i^+ , y_i^+ , z_i^+ ; кузова o^* , x^* , y^* , z^* .

Уравнение продольных колебаний кузова

$$m^* \ddot{x}^* + \sum_{i=1}^2 [(c_{xui}^* + 4c_x^*) \Delta x_{ui} + (k_{xui}^* + 4k_x^*) \Delta \dot{x}_{ui}] - W(V) = 0,$$

где $\Delta x_{ui} = x^* - h_y^* \varphi^* - x_i^+ - (h^* - h_y^*) \rho_i^+$ - деформация упругих элементов связи кузова с тележкой в продольном направлении;
 $W(V)$ - сопротивление движению поезда.

Уравнение отбоя кузова

$$m^* \ddot{y} + \sum_{i=1}^2 c_{yui}^* f_{yui}^* (\Delta y_{ui}) + 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{\lambda=1}^2 (c_y^* \Delta y_{oi\lambda} + k_y^* \Delta \dot{y}_{oi\lambda}) - \frac{m^* V^2}{\rho} + m^* g \frac{h_r}{2s} = 0,$$

где $f_{yu}^*(\Delta y_{ui})$ - нелинейная функция типа "зона нечувствительности", учитывающая наличие зазора δ_{ui} между шкворнем и упругим упором.

$$\Delta y_{ui} = y^* + h_y^* \theta^* + a_{ui}^* \psi^* - y_i^+ + (h^* - h_y^*) \theta_i^+ - a_{ui}^+ \psi_i^+;$$

$$\Delta y_{oi\lambda} = y^* + h_y^* \theta^* + a_{i\lambda}^* \psi^* - y_i^+ + (h^* - h_y^*) \theta_i^+ - a_{i\lambda}^+ \psi_i^+;$$

$\lambda = 1, 2$ - номер комплекта опор кузова; ρ - текущая кривизна пути;
 h_r - текущее возвышение наружного рельса.

Уравнение подпрыгивания кузова

$$m^* \ddot{z}^* + \sum_{i=1}^2 \sum_{\lambda=1}^2 (2c_z^* \Delta z_{oi\lambda} + 2k_z^* \Delta \dot{z}_{oi\lambda}) - \frac{m^* V^2}{\rho} \cdot \frac{h_r}{2s} = 0,$$

где $\Delta z_{oi\lambda} = z^* - a_{i\lambda}^* \varphi_i^* - z_i^+ + a_{ni\lambda}^+ \varphi_i^+$.

Уравнение галопирования кузова

$$J_y^* \ddot{\varphi}^* - h_y^* \sum_{i=1}^2 [(c_{xui}^* + 4c_x^*) \Delta x_{ui} + (k_{xui}^* + 4k_x^*) \Delta \dot{x}_{ui}] - \\ - 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{\lambda=1}^2 a_{i\lambda}^* (c_z^* \Delta z_{oi\lambda} + k_z^* \Delta \dot{z}_{oi\lambda}) + W(V) h_c^* = 0.$$

Уравнение виляния кузова

$$J_z^* \ddot{\psi}^* + \sum_{i=1}^2 a_{ui}^* c_{yu}^* f_{yu}^*(\Delta y_{ui}) + 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{\lambda=1}^2 a_{i\lambda}^* (c_y^* \Delta y_{oi\lambda} + k_y^* \Delta \dot{y}_{oi\lambda}) + \\ + 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{\lambda=1}^2 (b^*)^2 [c_x^* (\psi^* - \psi_i^+) + K_x^* (\dot{\psi}^* - \dot{\psi}_i^+)] + \sum_{i=1}^2 M_0 (\psi^* - \psi_i^+) + J_z^* \varepsilon_\psi = 0,$$

где ε_ψ - угловое ускорение экипажа в кривой переменной кривизны;

$M_0 (\psi^* - \psi_i^+)$ - нелинейная зависимость момента в опорах кузова.

Уравнение боковой качки кузова

$$J_x^* \ddot{\Theta}^* + \sum_{i=1}^2 h_y^* c_{yu}^* f_{yu}^*(\Delta y_{ui}) + \\ + 2 \sum_{i=1}^2 \sum_{\lambda=1}^2 [h_y^* c_y^* \Delta y_{oi\lambda} + h_y^* k_y^* \Delta \dot{y}_{oi\lambda} + (b^*)^2 c_z^* (\Theta^* - \Theta_i^+) + (b^*)^2 k_z^* (\dot{\Theta}^* - \dot{\Theta}_i^+)] = 0.$$

Продольные колебания рамы i-ой тележки

$$m^+ \ddot{x}_i^+ - (c_{xui}^* + 4c_x^*) \Delta x_{ui} - (k_{xui}^* + 4k_x^*) \Delta \dot{x}_{ui} + \sum_{j=1}^3 2c_x^+ \Delta x_{ij}^+ = 0,$$

где $\Delta x_{ij}^+ = x_i^+ - h^+ \varphi_i^+ - x_{ij}^+$.

Вертикальные колебания рамы i-ой тележки

$$m^+ \ddot{z}_i^+ - 2 \sum_{\lambda=1}^2 (c_z^* \Delta z_{oi\lambda} + k_z^* \Delta \dot{z}_{oi\lambda}) + \sum_{j=1}^3 (2c_z^+ \Delta z_{ij}^+ + 2F_z^+ \text{sign} \Delta \dot{z}_{ij}^+ + Q_{zij}^n) - \frac{m^+ V^2}{\rho} \cdot \frac{h_r}{2s} = 0,$$

где F_z^+ - сила трения фрикционных гасителей колебаний; $\text{sign} \Delta \dot{z}_{ij}^+$ - нелинейная

функция фрикционного трения по Кулону; $\Delta z_{ij}^+ = z_i^+ - a_{kij}^+ \varphi_i^+ - z_{ij}$; Q_{zij}^n - усилие в подвеске тягового двигателя на раму тележки (моделируется нелинейной функцией), с учетом преднапряга пружин и зазора δ_n .

Поперечные колебания (относ) рамы i -ой тележки

$$m^+ \ddot{y}_i^+ - c_{yuu}^* f_{yuu}^+ (\Delta y_{ui}) - 2 \sum_{\lambda=1}^2 (c_y^* \Delta y_{oi\lambda} + k_y^* \Delta \dot{y}_{oi\lambda}) + \\ + \sum_{j=1}^3 \left[2c_y^+ f_{\delta} (\Delta y_{ij}^+) + \mu_n Q_{zij}^n \text{sign} (\Delta \dot{y}_{nij}^+) \right] - \frac{m^+ V^2}{\rho} + m^+ g \frac{h_r}{2s} = 0,$$

где $f_{\delta} (\Delta y_{ij}^+)$ - нелинейная функция типа "зона нечувствительности";

$$\Delta y_{ij}^+ = y_i^+ + h^+ \Theta_i^+ + a_{kij}^+ \psi_i^+ - y_{ij};$$

$$\Delta \dot{y}_{nij}^+ = \dot{y}_i^+ + a_{nij}^+ \dot{\psi}_i^+ + h_n^+ \dot{\Theta}_i^+ - \dot{y}_{ij} + a_{nd} \dot{\psi}_{ij} + h_n \dot{\Theta}_{ij}.$$

Функция $f_{\delta} (\Delta y_{ij}^+)$ учитывает поперечный зазор в буксовом узле между осью и крышкой буксы, который может быть до 14 мм, учитывается и действие трения при перемещении роликов подшипников буксы по внутреннему кольцу.

Галопирование рамы i -ой тележки

$$J_y^+ \ddot{\phi}_i^+ - (h^* - h_y^*) \left[(c_{xuu}^* + 4c_x^*) \Delta x_{ui} + (k_{xuu}^* + 4k_x^*) \Delta \dot{x}_{ui} \right] + \\ + 2 \sum_{\lambda=1}^2 a_{i\lambda}^+ (c_z^* \Delta z_{oi\lambda} + k_z^* \Delta \dot{z}_{oi\lambda}) - 2 \sum_{j=1}^3 (a_{kij}^+ c_z^+ \Delta z_{ij}^+ + a_{kij}^+ F_z^+ + h^+ c_x^+ \Delta x_{ij}^+) - \sum_{j=1}^3 a_{nij}^+ Q_{zij}^n = 0.$$

Влияние рамы i -ой тележки

$$J_z^+ \ddot{\psi}_i^+ - a_{ui}^+ c_{yuu}^* f_{yuu}^* (\Delta y_{ui}) - \\ - 2 \sum_{\lambda=1}^2 \left[a_{i\lambda}^+ c_y^* \Delta y_{oi\lambda} + a_{i\lambda}^+ k_y^* \Delta \dot{y}_{oi\lambda} \right] + 4(b^*)^2 c_x^* (\psi^* - \psi_i^+) + 4(b^*)^2 k_x^* (\dot{\psi}^* - \dot{\psi}_i^+) + \\ + \sum_{j=1}^3 \left[2a_{kij}^+ c_y^+ f_{\delta} (\Delta y_{ij}^+) + 2(b^+)^2 (\psi_i^+ - \psi_{ij}^+) c_x^+ + \mu_n Q_{zij}^n a_{nij}^+ \text{sign} \Delta \dot{y}_{nij}^+ \right] + J_z^+ \varepsilon_{\psi} = 0,$$

где μ_n - коэффициент трения в паре носик тягового электродвигателя – траверса подвески.

Боковая качка i -ой рамы тележки

$$J_x^+ \ddot{\Theta}_i^+ + (h^* - h_y^*) c_{yuu}^* f_{yuu}^* (\Delta y_{ui}) + 2(h^* - h_y^*) \sum_{\lambda=1}^2 (c_y^* \Delta y_{oi\lambda} + k_y^* \Delta \dot{y}_{oi\lambda}) - \\ - 2(b^*)^2 \sum_{\lambda=1}^2 \left[c_z^* (\Theta^* - \Theta_i^+) + k_z^* (\dot{\Theta}^* - \dot{\Theta}_i^+) \right] + \sum_{j=1}^3 \left[2h^+ c_y^+ f_{\delta} (\Delta y_{ij}^+) + h_n^+ \mu_n Q_{zij}^n \text{sign} \Delta \dot{y}_{nij}^+ \right] + \\ + 2 \sum_{i=1}^3 \left[(b^+)^2 c_z^+ (\Theta_i - \Theta_{ij}) + b_2^+ F_z^+ \text{sign} (\dot{\Theta}_i - \dot{\Theta}_{ij}) \right] = 0.$$

Ниже приведены уравнения колебаний колёсно-моторного блока применительно к первой колёсной паре.

Продольные колебания колёсно-моторного блока

$$m_{\delta} \ddot{x}_{11} - \sum_{m=1}^2 [F_{11m}^x + T_{11m}^x] - 2c_x^+ \Delta x_{11}^+ = 0.$$

Поперечные колебания колёсно-моторного блока

$$m_{\delta} \ddot{y}_{11} + m_{\delta} a_{\delta 1} \ddot{\psi}_{11} - \sum_{m=1}^2 [F_{11m}^y + Y_{11m}^y + (-1)^m N_{11m} \sin \beta_{11m}] + \\ + \mu_n Q_{z11}^n \text{sign}(\Delta y_{n11}^+) - 2c_y^+ f_{\delta} (\Delta y_{11}^+) - \frac{m_{\delta} V^2}{\rho} + m_{\delta} g \frac{h_r}{2s} = 0,$$

где m_{δ} - масса колёсно-моторного блока; m_{δ} - масса тягового двигателя.

Вертикальные колебания колёсно-моторного блока

$$m_{\delta} \ddot{z}_{11} - m_{\delta} a_{\delta 1} \ddot{\phi}_{\delta 11} - \sum_{m=1}^2 (N_{11m} \cos \beta_{11m} + T_{11m}^z - Y_{11m}^z) - 2c_z^+ \Delta z_{11}^+ - Q_{z11}^n + P_{cm} = 0,$$

где P_{cm} - статическая нагрузка от колёсной пары на рельсы.

Вилание колёсно-моторного блока

$$J_z \ddot{\psi}_{11} + m_{\delta} a_{\delta 1} \ddot{y}_{11} - (F_{112}^x - F_{111}^x) s - (T_{112}^x - T_{111}^x) [s + b_{11m}^y (-1)^m] - \\ - Y_{112}^y b_{112}^x + Y_{111}^y b_{111}^x - 2(b^+)^2 c_x^+ (\psi_1^+ - \psi_{11}) - \mu_n Q_{z11}^n \text{sign} \Delta y_{n11}^+ - J_z \varepsilon_{\psi} + \frac{mV^2}{\rho} \cdot a_{\delta 1} = 0,$$

где a_{δ} - расстояние от оси колеса до центра масс колёсно-моторного блока.

Боковая качка колёсно-моторного блока

$$J_x \ddot{\Theta}_{11} + (N_{112} \cos \beta_{112} - N_{111} \cos \beta_{111}) s + (F_{111}^y + F_{112}^y) r + \\ + Y_{111}^y (r + b_{111}^z) - Y_{112}^y (r + b_{112}^z) + (Y_{112}^z - Y_{111}^z) [s + b_{11m}^y (-1)^m] + \\ + (N_{111} \sin \beta_{111} - N_{112} \sin \beta_{112}) r + \\ + (T_{112}^z - T_{111}^z) [s + b_{11m}^y (-1)^m] + \mu_n Q_{z11}^n h_n \text{sign}(\Delta y_{n11}) - 2(b^+)^2 c_z^+ (\Theta_1^+ - \Theta_{11}) - \\ - 2(b_r^+)^2 F_{mp} \text{sign}(\dot{\Theta}_1 - \dot{\Theta}_{11}) = 0.$$

Поворот левого колеса колёсной пары

$$J_{y1} \ddot{\phi}_{111} + M_{\epsilon} + c_{\kappa} (\phi_{111} - \phi_{112}) + F_{111}^x r + T_{111}^x (r + b_{111}^z) + T_{111}^z b_{111}^x = 0,$$

где J_{y1} - момент инерции левого колеса с частью оси и центром зубчатого колеса тягового редуктора;

c_{κ} - крутильная (угловая) жёсткость участка оси между зубчатым колесом и правым колесом колёсной пары;

M_{ϵ} - нелинейный упругий момент, действующий при относительном повороте левого колеса и венца зубчатого колеса.

Поворот правого колеса колёсной пары

$$J_{y2} \ddot{\phi}_{112} - c_{\kappa} (\phi_{111} - \phi_{112}) + F_{112}^x r + T_{112}^x (r + b_{112}^z) + T_{112}^z b_{112}^x = 0.$$

Поворот венца зубчатого колеса

$$J_{\epsilon} \ddot{\phi}_{\epsilon 11} - M_{\epsilon} + T_{311} r_3 = 0,$$

где $J_{\delta 11}$ - момент инерции венца зубчатого колеса относительно оси вращения;
 T_{311} - сила, действующая в зацеплении, приведённая к радиусу зубчатого колеса, имеющая упругую и диссипативную составляющие.

$$T_{311} = T_y(\Delta_{311}) + T_{\delta}(\dot{\Delta}_{311}),$$

где $T_y(\Delta_{311})$ - упругая составляющая силы.

$$\Delta_{311} = r_{ul}[(\varphi_{\delta 11} - \varphi_{\delta 11})u + \varphi_{я 11}],$$

где u - передаточное число тягового редуктора.

Поворот якоря электродвигателя вместе с шестернёй

$$J_{я} \ddot{\varphi}_{я 11} + J_{я} \ddot{\varphi}_{\delta 11} + T_{311} r_{ul} - M_{я}(\dot{\varphi}_{я 11}) = 0,$$

где $J_{я}$ - момент инерции якоря с шестернёй;

$M_{я}$ - тяговый момент, действующий в якоре двигателя.

Поворот корпуса тягового двигателя

$$J'_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta 11} + J_{я} \ddot{\varphi}_{я 11} - m_{\delta} a_{\delta 1} \ddot{z}_{11} - T_{311} r'_{\delta} - m_{\delta} g a_{\delta 1} + Q'_{z 11} a_{n 1} = 0,$$

где $J'_{\delta} = J_{\delta} + J_{я} + m_{я} a_{я}^2 + m_{\delta} a_{\delta}^2$ - момент инерции тягового двигателя, приведённый к оси колёсной пары.

Разработанная математическая модель пространственных колебаний тепловоза 2ТЭ116 позволяет решать самые разнообразные задачи: исследовать ходовую динамику тепловоза, давать оценку изменения параметра экипажа в эксплуатации и при его модернизации, определить динамическую нагруженность привода, показатели износа колёс, оценить влияние силы тяги на динамику экипажа при движении в прямых и кривых участках пути, в том числе при различных триботехнических состояниях колёс и рельсов.

При моделировании макрогеометрии пути в кривых участках предусматривается создание S-образной кривой, состоящей из двух кривых постоянного радиуса, четырёх переходных кривых и трёх прямых участков.

На идеальную макрогеометрию рельсовых нитей наложены случайные вертикальные и горизонтальные неровности. Могут быть заданы как симметричные, так и кососимметричные неровности. Неровности пути можно задавать исходя из спектральной плотности или по данным натурных замеров.

Для исследования было выбрано три профиля колёс: конический, реализующий двухточечный контакт; криволинейный в сторону гребня, который по своему очертанию соответствует изношенному и реализующий одноточечный контакт, например, профиль ДМетИ и облегающий изношенный, который в поперечном сечении образует некоторую линию контакта. К последнему можно отнести среднесетевой изношенный (в основном по прокату) профиль колёс.

Профилей рельсов было выделено также три: новый типа Р65 (исп. 2) по ГОСТ 11018-87 черт. И477.00.00, средне- и сильно изношенные с боковыми износами 4 и 13 мм соответственно. Последний характерен только для кривых.

Учёт смазывания рельсов производился путём задания отдельно для поверхности катания и для боковой поверхности головки рельса коэффициентов трения в точках контакта. При одноточечном контакте коэффициент трения за-

висит от положения точки контакта. Считается, что на выкружке головки рельса есть переходная зона, где коэффициент трения меняется по заранее заданному закону. В модели учитывается также забег при двухточечном и продольное смещение точки контакта при одноточечном контактах.

Сила тяги моделируется приложением момента к якорям тяговых электродвигателей, который определяется, если задаться касательной силой тяги в соответствии с тяговой характеристикой, зная скорость движения. Для обеспечения равномерного движения локомотива к задней автосцепке приложена сила сопротивления поезда, рассчитанная в соответствии с ПТР.

Предлагаемая методика предусматривает определение нескольких параметров, необходимых для расчёта показателей износа.

В качестве одного из критериев для оценки износа гребней колёс ранее широко применялся фактор износа, предложенный С.М. Андриевским, определяемый как произведение направляющей силы и угла набегания $\Phi = Y_n \alpha$.

Учитывая, что в последние годы для уменьшения бокового износа широко применяется смазывания гребней колёс и рельсов, предлагается в формуле учесть коэффициент трения скольжения f между гребнем и рельсом. Полученное выражение $\Phi^* = Y_n \alpha \cdot f$, позволяет оценить эффективность смазывания.

При известной скорости скольжения V_S целесообразно вести оценку по фактору $\Phi_V = Y_n f V_S$, физический смысл которого есть мощность трения.

Еще один критерий, используемый в работе – удельная работа сил трения, которая определяется следующим образом:

$$\Phi_P = \frac{\int_0^{t_M} (V_S Y_n f) dt}{V_0 t_M},$$

где V_0 - скорость движения экипажа;

dt - величина шага интегрирования.

Произведение $Y_n f$ есть продольная сила трения между гребнем колеса и рельсом, выражение $(V_S Y_n f) dt$ – работа сил трения на одном шаге интегрирования; $V_0 t_M$ – путь, пройденный локомотивом за время моделирования.

При движении в прямых происходит периодическое набегание гребней колёс на рельсы, и использование приведенных выше критериев износа теряет смысл. В этом случае удобно использовать критерий износа как отношение времени контакта гребня колеса и рельса ко всему времени движения:

$$\Phi_K = \frac{t_K}{t_M} 100\%,$$

где t_K - время контакта гребня колеса и рельса,

t_M - общее время движения.

Наиболее удобным и информативным представляется фактор Φ_P , который в основном и использовался при анализе движения в кривых.

Третья глава содержит результаты компьютерного моделирования для определения динамических показателей и износа гребней колёс локомотива при различном триботехническом состоянии системы колесо – рельс при движении в режимах выбега и тяги. Определены силы в контактах колёс с рельсами по кругу катания и в точке забега, а также положение всех колёсных пар в колее для рассматриваемых профилей колёс в прямой и в кривой радиусом 300 м.

Для оценки адекватности модели было проведено предварительное сравнение расчётных значений вертикальных и горизонтальных ускорений, коэффициентов вертикальной динамики и рамных сил с данными натурных испытаний тепловоза ТЭ116. Достигнута их удовлетворительная сходимость.

Действие силы тяги на динамику грузового локомотива проявляется главным образом при скоростях движения, когда сила тяги достаточно велика: в прямых участках менее 60 км/ч, в кривых участках – менее 50 км/ч.

В прямых при движении экипажа в режиме тяги вертикальные и горизонтальные ускорения кузова практически не изменяются, по отдельным колёсным парам увеличиваются коэффициенты вертикальной динамики в основном за счёт перераспределения нагрузки, а не из-за колебаний.

Действие силы тяги не вызывает у экипажа с коническими колёсами заметных изменений рамных и боковых сил, у экипажа с профилем колёс типа ДМетИ наблюдается увеличение боковых сил, однако максимальный уровень этих сил меньший (до 30 %), чем у экипажа с коническими колёсами.

При движении в кривых под тягой увеличиваются максимальные рамные силы для экипажа с коническими колёсами при 30 км/ч до 15 %, а для экипажа с профилем ДМетИ, они практически не изменились. Произошло перераспределение максимальных рамных сил с передних на задние оси тележек.

Действие силы тяги у экипажа с коническими колёсами уменьшает на набегающих осях боковые силы на 10...14 %; фактор износа – на 5...8 %. У экипажа с профилем колёс ДМетИ боковое воздействие набегающих колёсных пар увеличивается на 25...28 %, фактор износа – в 1,6...1,75 раза, однако он значительно (в 1,8...2 раза) меньше, чем на гребнях конических колёс.

Наибольшее влияние сила тяги оказывает на динамику экипаж с профилями колёс типа ДМетИ.

Профиль колеса типа ДМетИ во взаимодействии с новым и сильно изношенным рельсом имеет всегда одноточечный контакт, а на рельсе с износом 4 мм при высоких скоростях в кривой возможен двухточечный контакт.

Стандартный конический профиль при набегании колеса реализует только двухточечный контакт независимо от величины бокового износа рельса.

Среднесетевой профиль колеса с новыми и мало изношенными рельсами имеет одноточечный контакт, а с сильно изношенными - двухточечный.

В табл.1 и 2 (в скобках указаны номера осей, к которым относится замер) приведены максимальные значения некоторых динамических показателей при движении экипажа с тремя типами профилей колёс соответственно в прямой и кривой без неровностей, так как именно квазистатические составляющие являются определяющими в процессе изнашивания колёс и рельсов.

Динамические показатели в прямой при $V = 100$ км/ч

Динамический показатель	Ед. изм.	Тип профиля колеса	Тип профиля рельса	
			Новый	Изнношенный
Горизонтальное ускорение кузова	м/с ²	Конический	2,08	1,87
		ДМетИ	2,01	3,05
		Среднесетевой	1,88	2,30
Рамная сила	кН	Конический	44,2 (1)	43,3 (1)
		ДМетИ	30,2 (3)	41,8 (3)
		Среднесетевой	32,0 (1)	36,7 (1)
Боковая сила	– " –	Конический	88,3 (1)	78,6 (1)
		ДМетИ	51,5 (1)	59,1 (1)
		Среднесетевой	67,6 (1)	66,4 (1)

Как видно из табл. 1, экипаж с профилем ДМетИ в прямой чувствителен к состоянию пути, что выражается в росте боковых сил и поперечных ускорений кузова, хотя общий уровень сил меньше, чем при других профилях. Наличие бокового износа рельсов до 4-х мм не ухудшает динамику экипажа.

Таблица 2

Динамические показатели в кривой при $V = 70$ км/ч (квазистатика)

Динамический показатель	Ед. изм.	Тип профиля колеса	Тип профиля рельса		
			Новый	Износ 4 мм	Износ 13 мм
Рамная сила	кН	Конический	37,2 (1)	34,8 (1)	33,2 (6)
		ДМетИ	39,2 (6)	37,8 (6)	49,6 (6)
		Среднесетевой	37,4 (6)	37,7 (6)	49,9 (6)
Боковая сила	кН	Конический	66,3 (1)	64,2 (1)	55,3 (1)
		ДМетИ	44,5 (1)	47,7 (1)	42,8 (6)
		Среднесетевой	50,6 (1)	50,4 (1)	41,0 (6)
Направляющая сила	кН	Конический	93,7 (1)	86,2 (1)	78,0 (1)
		ДМетИ	—	73,0 (1)	—
		Среднесетевой	—	—	58,1 (1)
Фактор износа по удельной работе	Дж/м	Конический	1170 (1)	1085 (1)	1017 (1)
		ДМетИ	—	681 (1)	—
		Среднесетевой	—	—	491 (1)
Угол набегания	рад	Конический	0,0110 (1)	0,0105 (1)	0,0104 (1)
		ДМетИ	0,0103 (1)	0,0107 (1)	—
		Среднесетевой	0,0103 (1)	—	—

При движении в кривой явные преимущества имеет профиль ДМетИ, обеспечивающий, как и среднесетевой, в основном одноточечный контакт с минимальным квазистатическим воздействием на путь (по боковым силам), что делает его наиболее эффективным с точки зрения уменьшения износа колёс.

Смазывание боковой поверхности головки наружного рельса незначительно увеличивает боковые силы на первых осях тележек: до 4 % в режиме тяги и 8 % на выбеге (см. рис.3). Дополнительное смазывание поверхности катания внутреннего рельса вызывает резкое уменьшение значений квазистатических сил, особенно в режиме тяги: в 4,5 раза (1-я ось) при 30 км/ч и на 33 % при 70 км/ч. На 6-й оси боковая сила возросла на 27 %, оставаясь меньше, чем на 1-й. Наблюдается более равномерное распределение боковых сил по осям и уменьшение максимального воздействия. На выбеге качественно картина та же, но количественные изменения меньше.

При смазывании боковой поверхности наружного рельса продольная сила трения на гребне и показатели износа, изменились, как и коэффициент трения, примерно в 3 раза, (см. рис.4). Дополнительное смазывание поверхности катания внутреннего рельса вызвало уменьшение фактора износа от 4,1 раза при 70 км/ч до 10,8 раза при 30 км/ч.

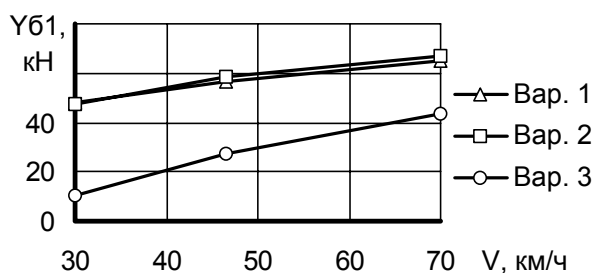


Рис.3. Боковые силы на первой оси по вариантам смазывания

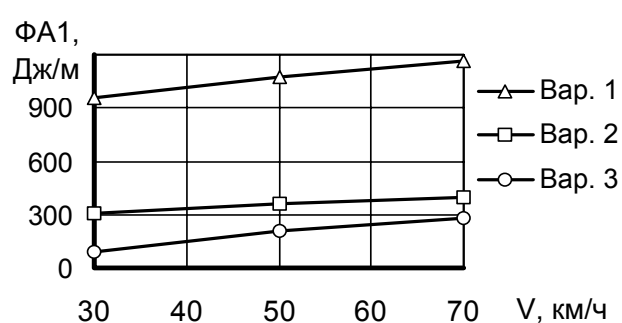


Рис.4. Показатели износа по удельной работе на первой оси

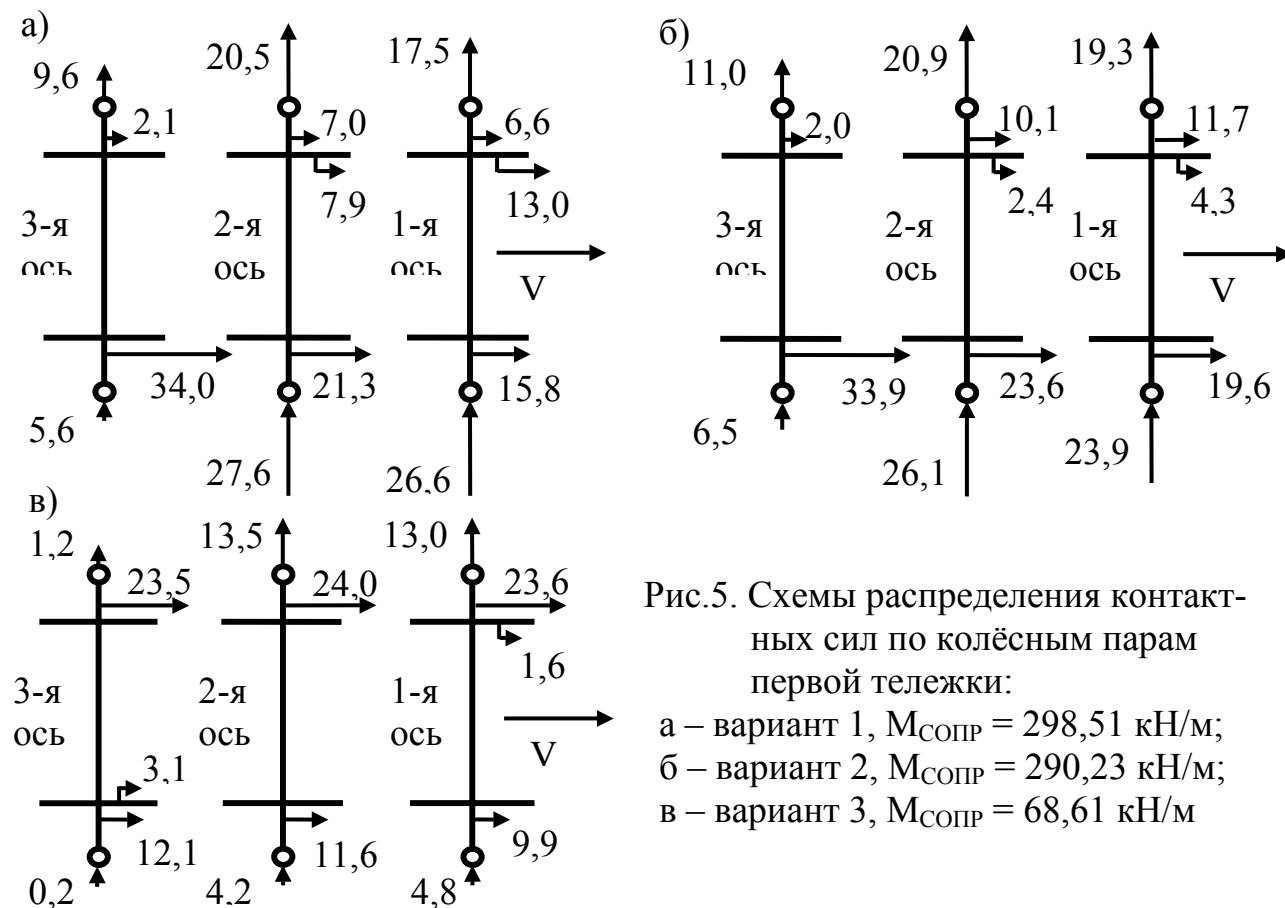


Рис.5. Схемы распределения контактных сил по колёсным парам первой тележки:
 а – вариант 1, $M_{СОПР} = 298,51$ кН/м;
 б – вариант 2, $M_{СОПР} = 290,23$ кН/м;
 в – вариант 3, $M_{СОПР} = 68,61$ кН/м

Из приведенных на рис.5 схем можно сделать следующие выводы:

- при смазывании боковой поверхности наружного рельса (вариант 2) значительно уменьшаются продольные силы трения на гребнях набегающих на этот рельс колёс и одновременно возрастают продольные силы крива, так как сила тяги в основном реализуется на поверхностях катания колёс, поперечные силы крива изменяются незначительно;

- при смазывании дополнительно поверхности катания внутреннего рельса (вариант 3) происходит значительное уменьшение поперечных сил крива, силы трения на гребнях и увеличение продольных сил крива на колёсах, движущихся по наружному рельсу.

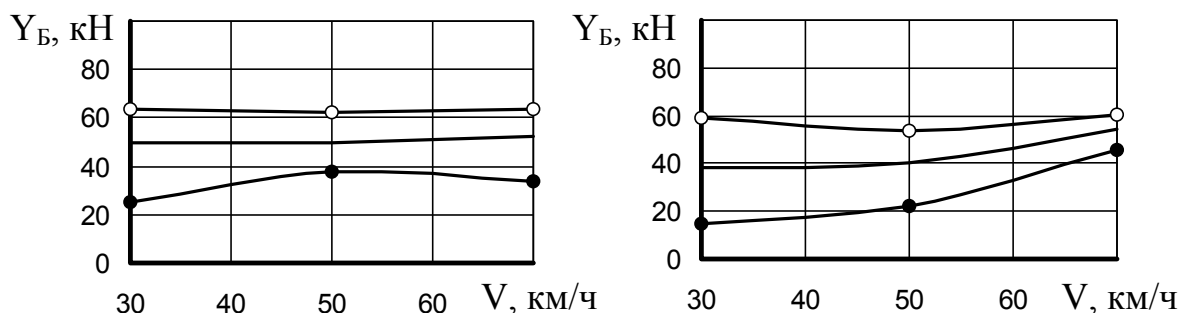
Смазывание боковой поверхности наружного рельса вызывает некоторое уменьшение момента сопротивления повороту тележки, в то время как смазывание по варианту 3 значительно уменьшает этот момент. Таким образом, становится вполне объяснимым существенное уменьшение бокового воздействия на путь и показателей износа локомотива.

Четвёртая глава посвящена описанию методики экспериментальных исследований взаимодействия экипажа тепловоза ТЭ116 и пути в кривой при различном трибологическом состоянии рельсов и сравнению данных, полученных с помощью компьютерного моделирования и в ходе эксперимента.

Первая ось

Четвертая ось

а) Боковые силы (метод Шлюмпфа)



б) Боковые силы (компьютерное моделирование)

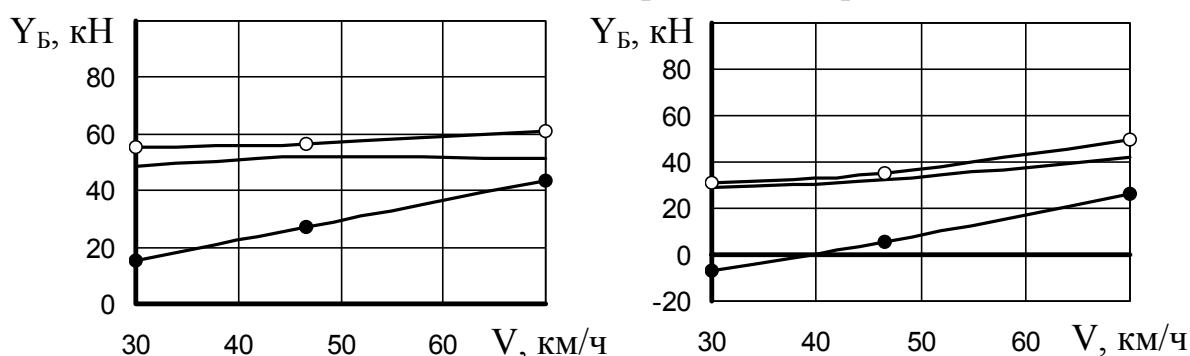


Рис.6. Некоторые показатели динамики при различном трибологическом состоянии рельсов в кривой $R = 300$ м:

— вариант 1; —○— вариант 2; —●— вариант 3

Экспериментальные исследования, см. рис.6, подтвердили прогнозируемую компьютерным моделированием эффективность смазывания боковой гра-

ни наружного и поверхности катания внутреннего рельсов в кривых. Это позволяет применить разработанную методику для решения практических задач совершенствования ходовых частей локомотивов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе на основе проведенных исследований получены следующие основные результаты и выводы:

1. Разработана математическая модель грузового шестиосного тепловоза, учитывающая основные нелинейности, присущие экипажу и методика исследований его пространственных колебаний с учётом триботехнического состояния системы колесо – рельс при движении в режимах выбега и тяги.

2. Расширено число оценочных параметров экипажа, которые реализованы с помощью программного комплекса UM Loco. К числу дополнительных показателей, в разработке которых принимал участие автор, относятся: силы в точке забега, координаты забега, факторы износа колёс и рельсов по скорости скольжения и по удельной работе сил трения в контакте (для кривых), времени контактирования (для прямых).

3. Анализ влияния силы тяги локомотива на его динамические показатели и износ гребней колёс показал, что:

- действие силы тяги проявляется в основном при малых (20-50 км/ч) скоростях движения, когда она достаточно велика;

- при движении экипажа в прямых участках пути в режиме тяги вертикальные и горизонтальные ускорения кузова практически не изменяются;

- сила тяги не вызывает у экипажа с коническими колёсами заметных изменений рамных и боковых сил, у экипажа с профилем колёс типа ДМетИ наблюдается незначительный рост боковых сил;

- при движении в кривых участках пути сила тяги влияет преимущественно на квазистатические значения показателей;

- действие силы тяги у экипажа с коническими колёсами уменьшает на набегающих осях боковые силы на 10...14 %, фактор износа по удельной работе сил трения на гребнях – на 5...8 %. У экипажа с профилем колёс ДМетИ боковое воздействие набегающих колёсных пар увеличивается на 25...28 %, фактор износа – в 1,6...1,75 раза, однако он значительно меньше, чем фактор износа на гребнях конических колёс (в 1,8...2 раза);

- влияние силы тяги на динамику экипажа с профилями колёс типа ДМетИ проявляется в большей степени, чем на экипаж со стандартным коническим профилем колёс.

4. При анализе влияния различной степени износа профилей колёс и рельсов на динамику тепловоза установлено, что:

- конический профиль при набегании колеса на рельс реализует двухточечный контакт независимо от величины бокового износа рельса;

- криволинейный профиль колеса типа ДМетИ во взаимодействии с новым и изношенным рельсом имеет однотоочечный контакт;

- при движении в кривой явные преимущества имеют близкие по очертаниям профили ДМетИ и среднесетевой, которые реализуют однотоочечный контакт с наименьшим среди рассматриваемых профилей воздействием на путь, что делает их наиболее эффективными с точки зрения изнашивания колёс по сравнению со стандартным коническим профилем;

- при однотоочечном контакте нормальное усилие в точке контакта (на выкружках гребня и рельса) больше, чем при двухточечном контакте, что способствует повышению усталостного изнашивания колёс и рельсов.

5. Анализ влияния трибологического состояния рельсов на динамику движения экипажа в кривой показал следующее:

- смазывание боковой поверхности наружного рельса приводит к незначительному увеличению бокового воздействия на путь: на 4...8 % у экипажа с коническими колёсами и до 19 % с профилем колёс типа ДМетИ. У экипажа с коническим профилем колёс уменьшение фактора износа по удельной работе сил трения примерно пропорционально коэффициенту трения в контакте;

- смазывание боковой поверхности наружного рельса и поверхности катания внутреннего даёт значительное уменьшение бокового воздействия экипажа на путь, особенно при низкой скорости движения: в 2...4,5 раза при колёсах с коническим профилем и в 3,1 раза на колёсах с профилем ДМетИ; уменьшение углов набегания направляющих колёсных пар на 3...4 %; значительное уменьшение фактора износа по удельной работе сил трения на гребнях направляющих колёс: в 10,8 раз при $V = 30$ км/ч и в 4,1 раза при $V = 70$ км/ч;

- анализ сил в контакте колёс с рельсами показал, что смазывание выкружки наружного рельса и круга катания внутреннего рельса вызывает существенное уменьшение поперечных сил крипа и момента всех сил в точках контакта колёс с рельсами, препятствующих повороту тележки при движении в кривой, что и является причиной значительного уменьшения воздействия экипажа на путь и показателей износа колёс при движении в кривых.

6. Выполнена экспериментальная оценка бокового воздействия на путь тепловоза ТЭ116 по кромочным напряжениям и по боковым силам, полученным по методу Шлюмпфа при различном трибологическом состоянии рельсов. Подтверждена прогнозируемая компьютерным моделированием эффективность смазывания боковой грани наружного и поверхности катания внутреннего рельсов как мероприятия по уменьшению воздействия экипажа на путь.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:

1. Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г. Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза для исследования движения в режиме тяги и выбега//Тр.ВНИТИ, Коломна, 1999. – вып.79. – С.143–158.

2. Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г. Анализ движения грузового тепловоза при различной степени износа колёс и рельсов //Вісн. Східноукр. нац. ун-т. – 2001. – Т.1. – №7(41) . – С.37–40.

3. Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г. Влияние трибологического состояния системы колёсная пара – рельсы на взаимодействие колёс локомотива с рельсами и износ. Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надёжность и безопасность подвижного состава. X Международная конференция. Тезисы докладов. – Днепропетровск: Арт-Пресс, 2000. – С.83–84.

4. Коссов В.С., Михальченко Г.С., Галичев А.Г. Анализ динамики грузового тепловоза при различной степени износа колёс и рельсов//Тр. Междунар. науч.-практ. конф. – Гомель: БелГУТ, 2001. – С.78–79.

5. Галичев А.Г. Влияние силы тяги на ходовые качества и износ гребней колёс тепловоза 2ТЭ116/Вопросы транспортного машиностроения: Сб.науч.тр./Под ред. Г.С. Михальченко. – Брянск, 2000. – С.63–68.

6. Галичев А.Г., Дмитроченко О.Н. О методике сглаживания линии профиля новых и изношенных колёс и рельсов для компьютерного моделирования динамики подвижного состава//Динамика, прочность и надёжность транспортных машин: Юбилейн.сб.науч.тр.,посвящ. 70-летию БГТУ/Под ред. Б.Г. Кеглина. – Брянск, 1999. – С.10–15.

7. Коссов В.С., Галичев А.Г., Ковалёв Р.В. Влияние триботехнических характеристик системы колесо – рельс на динамические качества грузового тепловоза/Тез.докл. 55-й науч.конф.проф.-преп.сост. – Брянск: БГТУ, 1999. – С.85–86.

ГАЛИЧЕВ Александр Геннадьевич

ВЛИЯНИЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
КОЛЁС И РЕЛЬСОВ НА ДИНАМИКУ ДВИЖЕНИЯ
ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА В РЕЖИМАХ ВЫБЕГА И ТЯГИ

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Автореферат

Подписано в печать 4.09.02. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная.

Офсетная печать. Печ.л. 1,16. Уч.-изд.л. 1,16. Тираж 100 экз. Заказ 526. Бесплатно.

Брянский государственный технический университет.

241035, г. Брянск, БГТУ, бульвар 50-летия Октября, 7. Телефон 55-90-49.

Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16.