

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

На правах рукописи
УДК 625.282

ТКАЧЕНКО Виктор Петрович

228.282.01

**ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА ЛОКОМОТИВА
С ПОДРЕЗИНЕННЫМИ КОЛЕСНЫМИ ПАРАМИ**

(05.22.07 — Подвижной состав и тяга поездов)

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

Днепропетровск
1983

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Ворошиловградском машиностроительном институте (ВМИ).

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор **А. Н. Коняев**

Официальные оппоненты — доктор технических наук **А. И. Беляев**
кандидат технических наук, доцент **Э. З. Воскобойник**

Ведущее предприятие — Ворошиловградское ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции Производственное объединение «Ворошиловградский тепловозостроительный завод имени Октябрьской революции»

Защита состоится «4» июля 1983 г. в 12 час. 00 мин. на заседании специализированного Совета К114.07.01 при Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта им. М. И. Калинина по адресу: 320629, ГСП, г. Днепропетровск-10, ул. Акад. В. А. Лазаряна, 2, ДИИТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан «2» июля 1983 г.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в адрес специализированного Совета.

Ученый секретарь специализированного Совета
кандидат технических наук
Л. В. ПЕТРОВИЧ

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. В народнохозяйственном комплексе нашей страны железнодорожный транспорт играет особую роль, обеспечивая 55% общего грузооборота всех видов транспорта. Ноябрьским (1982 г.) Пленумом ЦК КПСС поставлена задача улучшения работы железнодорожного транспорта, увеличения объемов перевозок за счет роста весовых норм поездов и скоростей движения. В связи с этим важное значение имеют тягово-динамические характеристики локомотивов. Одним из путей улучшения этих характеристик является применение упругих подрезиненных колесных пар, как на вновь строящихся локомотивах, так и на локомотивах, находящихся в эксплуатации. Модернизация последних возможна без значительных капитальных вложений и в короткий срок. Динамические характеристики экипажей с подрезиненными колесами исследованы достаточно подробно, в то время как их тяговые качества изучены недостаточно. Кроме того, в процессе эксплуатации отдельных типов подвижного состава с упругими колесами выявлен неравномерный износ бандажей по кругу катания, который при достаточно большой степени неравномерности может привести к ухудшению динамических показателей всего экипажа.

В связи с этим является актуальной проблема исследований тяговых качеств локомотивов с подрезиненными колесными парами и износа поверхностей катания упругих колес.

Основная цель работы. Разработка методики теоретических и экспериментальных исследований тяговых качеств подрезиненных колес. Выбор параметров таких колес с точки зрения улучшения тяговых качеств экипажей.

Методика исследований. В работе использованы методы математического моделирования динамических процессов в колесно-моторном блоке в режиме тяги с использованием полученных экспериментально характеристик обобщенных сил, в частности, сил сцепления колес с рельсами в продольном и поперечном направлениях. Результаты теоретических исследований подтверждены данными эксперимента, полученными на стендовой установке.

Научная новизна. Предложена методика сравнительной оценки тяговых качеств жестких и упругих колес при теоретических и экспериментальных исследованиях. Дана оценка влияния динамических факторов на тяговые качества экипажей с жесткими и подрезиненными колесами. Создана и использована в работе стендовая установка

Днепропетровский
институт инженеров
железнодорожного транспорта
им. М. И. Калинина
БИБЛИОТЕКА

для исследования процесса сцепления колес с рельсами. Разработано устройство для измерения скорости скольжения в контакте колеса с рельсом. Разработан метод исследования скольжения в контакте с помощью высокоскоростной киносъемки.

Практическая ценность и внедрение результатов работы. Использование разработанных методик позволяет на стадии проектирования прогнозировать тяговые качества локомотивов и определять рациональные параметры элементов тягового привода, в частности, характеристики амортизаторов подрезиненных колес.

Диссертационная работа является частью проблемы "Исследование процесса реализации силы тяги при воздействии на локомотив внешних динамических возмущений" плана новой техники по тепловозостроению ВПО "Совзтепловозпутьмаш" (индекс Г80.4.07.013). Полученные автором результаты и рекомендации были использованы ПО "Ворошиловградтепловоз" при разработке и изготовлении опытной партии подрезиненных колес для теплового ТЭИОМ. Актом внедрения подтверждается экономический эффект от использования результатов работы в размере 6070 руб. на секцию тепловоза в год.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на: научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Ворошиловградского машиностроительного института 1978, 1980, 1982 гг.; Республиканской научно-технической конференции "Молодежь - научно-техническому прогрессу в машиностроении" (Ворошиловград, 1981 г.); Всесоюзном научно-техническом совещании "Совершенствование тормозных систем и улучшение содержания тормозного оборудования подвижного состава" (Омск, 1980); Всесоюзной научно-технической конференции "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (Ворошиловград, 1981 г.); Всесоюзном семинаре-совещании "Проблемы оптимизации в машиностроении" (Харьков, 1982 г.).

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано 6 научных работ.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов и приложений. Она содержит 114 стр. текста, 89 рис. и 5 табл. Список использованной литературы включает 146 наименований, из которых 32 иностранных.

Автор считает необходимым выразить глубокую признательность доц. Годубенко А.Л. за консультации и помощь в процессе выполнения данной работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Состояние вопроса и задачи исследований. Многочисленные исследования сцепления колес с рельсами могут быть разделены на две группы. К первой относятся исследования физических закономерностей контактирования поверхностей колеса и рельса и образования сил сцепления. Работы эти, как теоретические, так и экспериментальные, не связаны с конкретными параметрами экипажа и содержат рекомендации по повышению физического коэффициента сцепления. Вторая группа работ посвящена исследованиям влияния параметров экипажа на его тяговые качества и методам наиболее полного использования физического коэффициента сцепления.

Бурное развитие транспортной техники в начале XX века привело к появлению нескольких научных теорий, отражавших физические закономерности качения колеса по рельсу. Среди них - теория пластического деформирования, теория упругих несовершенств, молекулярная теория, теория крипа. Последняя, называемая также теорией псевдоскольжения, получила наиболее широкое распространение. Большой вклад в развитие теории сцепления колес с рельсами и исследование тягово-динамических характеристик локомотивов внесли советские ученые: Барский М.Р., Беллев А.И., Вибаров Р.В., Глаголев Н.И., Долганов А.Н., Иванов В.Н., Исаев И.П., Камаев А.А., Коняев А.Н., Куценко С.М., Лужнов Ю.М., Меншутин Н.Н., Минов Д.К., Моссаковский В.И., Павленко А.П., Рудяков З.З. и др.

Большое число исследований в области сцепления посвящено определению зависимости коэффициента сцепления от скорости движения. Ухудшение сцепления с ростом скорости происходит главным образом из-за увеличения интенсивности динамических процессов в системе "колесо-рельс". Колебание скорости скольжения существенно меняет характер взаимодействия колеса и рельса, что связано с явлением вибрационной линеаризации нелинейностей типа сухого трения. Снижение динамического крутящего момента, являющегося одним из основных дестабилизирующих факторов процесса сцепления, достигается введением в привод упругих элементов, например, амортизаторов подрезиненных колес.

Начало практического применения подрезиненных колес на рельсовом транспорте относится к середине 30-х годов. В послевоенные годы они получили распространение во всех промышленно развитых странах на городском рельсовом транспорте, а также на отдельных видах магистрального подвижного состава. В СССР, начиная с конца

50-х годов, подрезиненные колеса применяются на всех типах трамваев и на вагонах метрополитена типа "Е".

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в Ворошиловградском машиностроительном институте (ВМИ), ЦНИИ МПС, ВНИИВ, ВНИТИ, показали, что упругие колеса обладают определенными динамическими преимуществами по сравнению с жесткими. Однако процесс сцепления подрезиненных колес с рельсами до сих пор детально не исследован.

Для проведения теоретических исследований тяговых качеств локомотива с подрезиненными колесами должна быть известна зависимость коэффициента сцепления от скорости относительного скольжения поверхностей бандажа и рельса, т.е. характеристика сцепления.

В связи с этим задачи диссертации были сформулированы следующим образом:

- разработка методики сравнительной оценки тяговых качеств экипажей с жесткими и подрезиненными колесными парами;
- исследование тяговых качеств подрезиненного колесно-моторного блока (КМБ) на математической модели;
- экспериментальное определение характеристик сцепления колеса с рельсом на специально спроектированной и изготовленной стендовой установке;
- экспериментальные исследования тяговых качеств подрезиненных колес на стендовой установке;
- выбор параметров подрезиненных колес с точки зрения повышения тяговых качеств локомотивов.

Влияние динамических факторов на процесс сцепления и износ поверхностей катания колес локомотива и рельсов. Для качественной оценки сцепных свойств различных типов колес (в частности, жестких и упругих) целесообразно использовать не абсолютные, а относительные показатели. С этой целью в методике сравнительной оценки тяговых качеств экипажей использованы два относительных показателя: коэффициент использования сцепления (k) и коэффициент эффективности сцепления (k_A). Первый из них представляет собой отношение текущего значения коэффициента сцепления (ψ) к расчетному (ψ_r), т.е. максимально возможному значению в данный момент времени. Второй - отношение расчетного коэффициента сцепления к физическому (ψ_0).

Для исследования влияния на процесс сцепления колебаний вертикальной нагрузки и крутящего момента, а также бокового проскаль-

льзвания колес принята расчетная схема, включающая два твердых тела: якорь ТЭД с моментом инерции, приведенным к оси колеса J_1 , и бандажи подрезиненных колес с центральными дисками, имеющие суммарный момент инерции J_2 .

Дифференциальные уравнения движения системы имеют вид

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{1}{J_1} [\beta_1 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \beta_2 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1) + \mathcal{K}_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + \mathcal{K}_2 (\varphi_3 - \varphi_1) + M];$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{J_2} [\beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \mathcal{K}_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + F_{\text{ТР}} - F_{\text{сц}} R],$$

$$\beta_2 (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1) + \mathcal{K}_2 (\varphi_3 - \varphi_1) = -F_{\text{ТР}},$$

где \mathcal{K}_1 - тангенциальная жесткость амортизаторов колеса, непосредственно передающих крутящий момент. При исследовании жесткого колеса \mathcal{K}_1 принимается равной торсионной жесткости оси колесной пары;

\mathcal{K}_2 - тангенциальная жесткость амортизаторов колеса, передающих крутящий момент последовательно с элементом сухого трения;

β_1, β_2 - коэффициенты эквивалентного вязкого сопротивления соответствующих связей;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - угловые перемещения, соответственно: зубчатого колеса тяговой передачи, бандажа и поверхности сочленения упругого элемента и элемента сухого трения;

$M, F_{\text{сц}} R$ - крутящий момент на оси и момент сцепления.

Для силы сцепления ($F_{\text{сц}}$) использованы экспериментальные характеристики сцепления (глава 5).

Для сил сухого трения приняты следующие выражения

$$F_{\text{ТР}} = \frac{P}{2} \nu \text{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1) \quad \text{при } \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1 \neq 0;$$

$$F_{\text{ТР}} = 0 \quad \text{при } \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1 = 0.$$

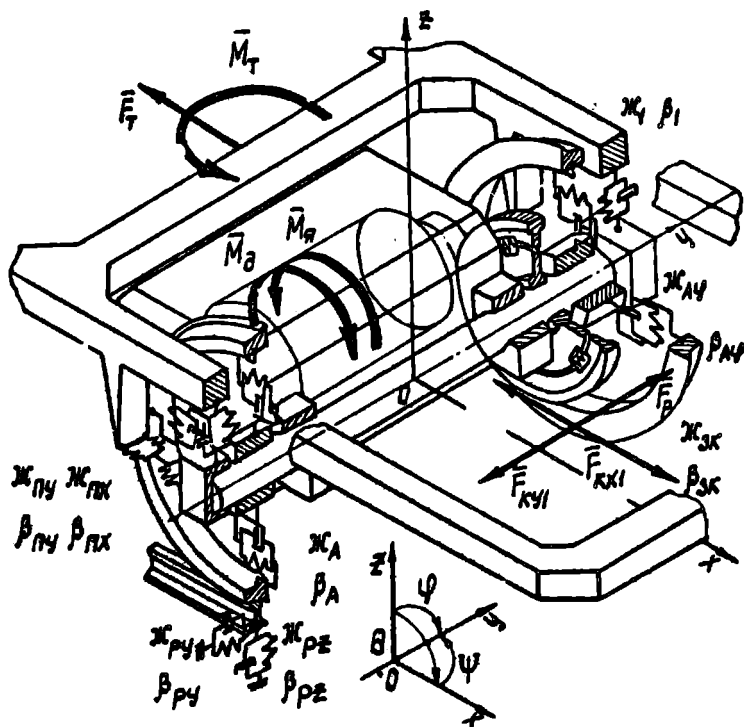
Расчет показал значительное влияние динамической нагрузки и крутящего момента на процесс сцепления. Например, при коэффициенте динамики 0,35 коэффициент эффективности сцепления k_A составляет для жесткого и подрезиненного колес, соответственно 0,82 и 0,93. Поперечные перемещения колеса относительно рельса с ампл-

литудой $5 \cdot 10^{-3}$ м при частоте от 1 до 5 Гц снижают K_A на величину от 15 до 30%, что свидетельствует о существенном влиянии боковых колебаний экипажа на процесс сцепления и необходимости их учета при выборе расчетной схемы для исследования тяговых качеств локомотива с подрезиненными колесными парами.

При оценке фрикционного износа поверхностей катания колес и рельсов принято допущение, что его интенсивность пропорциональна величине суммарного скольжения и удельному давлению в контакте. Расчет показал, что интенсивность износа для подрезиненных колес с тангенциальной жесткостью $5 \cdot 10^6$ Н/м в диапазоне коэффициентов динамики 0,2...0,4 на 18...25% ниже, чем для жестких.

Математическое описание тягового режима подрезиненного колесно-моторного блока. В качестве расчетной схемы для исследования тяговых качеств экипажа на подрезиненных колесных парах выбран колесно-моторный блок (КМБ) тепловоза ТЭ10М, движущийся по равноупругому рельсовому пути в режиме тяги (см. рис.). Система включает восемь твердых тел: раму тележки, ось колесной пары с колесными центрами, статор и якорь ТЭД, бандажи колес и рельсовые нити. Конфигурация исследуемой системы описывается 52 координатами. При этом представляется возможным принять ряд допущений: 1) все входящие в систему тела приняты абсолютно твердыми; 2) параллельно всем упругим элементам включены гасители колебаний, сопротивление которых пропорционально первой степени скорости деформации упругих элементов; 3) масса рамы тележки принята равной сумме $1/6$ массы кузова и $1/3$ массы рамы тележки тепловоза; 4) характеристики упругих и диссипативных элементов - линейные; 5) вертикальные нагрузки, действующие на правую и левую рельсовые нити, не влияют друг на друга; 6) вертикальные и горизонтальные перемещения рельсов равны соответствующим перемещениям основания в точках контакта, а продольные перемещения отсутствуют; 7) рельсовые нити уложены на постель, способную сопротивляться силам, действующим как вниз, так и вверх.

На систему были наложены следующие связи, отражающие особенности конструкции привода: 1) продольные перемещения оси колесной пары, статора и якоря ТЭД одинаковы; 2) перемещения оси колесной пары выражаются через перемещения колесных центров; 3) перемещения колесных центров и бандажей в направлении каждой из координат y, θ, ψ одинаковы; 4) кинематическая связь перемещений статора и якоря ТЭД и венца зубчатого колеса с перемещениями колесных центров и рамы тележки выражаются зависимостями



$$z_B = \left(1 - \frac{l_B}{l_T}\right) \frac{z_{K1} + z_{K2}}{2} + \frac{l_B}{l_T} z_T; \quad z_A = \left(1 - \frac{l_A}{l_T}\right) \frac{z_{K1} + z_{K2}}{2} + \frac{l_A}{l_T} z_T;$$

$$\varphi_B = \frac{1}{2l_T} (z_{K1} + z_{K2} - 2z_T); \quad \varphi_A = \frac{1}{l} \varphi_A - \frac{1+i}{l} \frac{1}{2l_T} (z_{K1} + z_{K2} - 2z_T);$$

$$\varphi_B = \varphi_0 - \varphi_0 l_B;$$

$$\varphi_A = \varphi_B,$$

где $z_B, z_A, z_{K1}, z_{K2}, z_T$ - вертикальные перемещения статора и якоря ТЭД, колесных центров и рамы тележки;

$\varphi_B, \varphi_A, \varphi_0$ - углы галапирования статора и якоря ТЭД и венца зубчатого колеса;

y_B, y_A, y_0 - поперечные перемещения статора и якоря ТЭД

НБ
ДМУКТ

и осм колесной пары;

i - передаточное отношение тягового редуктора;

б) вертикальные перемещения рельсов и бандажей связаны выражениями

$$z_{pj} = z_{\delta j} + h_j - \Delta R_j,$$

где z_{pj} , $z_{\delta j}$ - вертикальные перемещения рельсов в точках контактов и бандажей (j - номер колеса в колесной паре, $j = 1, 2$);

h_j - глубина вертикальной неровности рельса в точке контакта;

ΔR_j - отклонение радиуса колеса от среднего значения радиуса круга катания в процессе извилистого движения.

С учетом наложенных связей число степеней свободы системы равно 20.

В качестве динамических возмущений приняты детерминированные вертикальные неровности правой и левой рельсовых нитей, выражающиеся функциями

$$h_j(t) = h \sin \frac{\varrho \vartheta}{L_p} t + \frac{h^*}{2} \left[\cos \left(\frac{2\varrho \vartheta}{\ell_j} t + \lambda_j \right) \right],$$

где h , h^* - глубина длинных и коротких неровностей;

L_p , ℓ_j - длина рельса и длина коротких неровностей;

ϑ - скорость движения;

λ - начальная фаза возмущения.

На рассматриваемую систему действуют следующие внешние силы:

1) Возвращающий момент, действующий на тележку со стороны кузова, величина которого зависит от угла поворота рамы тележки в плане

$$M_T = -K_{\delta y} \psi_T - M_{\delta y} \operatorname{sign} \psi_T,$$

где $K_{\delta y}$ - "гравитационная" жесткость опорно-возвращающего устройства;

$M_{\delta y}$ - момент трения в опорно-возвращающем устройстве;

ψ_T - угол поворота рамы тележки в плане.

2) Сила сопротивления движению поезда, приложенная к раме тележки.

Кроме того, в систему введены внешние функции:

1) Крутящий момент ТЭД, приложенный к его якорю, и реактивный момент, приложенный к статору ТЭД, равный крутящему, но противоположный по знаку

$$M_{\dot{\gamma}} = -M_{\dot{\alpha}} = \frac{N}{\dot{\gamma}_\gamma + \alpha_\alpha} c_n,$$

где N - мощность ТЭД, соответствующая работе на полной тяговой характеристике;

α_α , c_n - коэффициенты, определяющие значения крутящего момента ТЭД в начале исследуемого процесса и в зависимости от позиции контроллера машиниста.

2) Силы сцепления в контакте колес с рельсами, действующие в продольном (F_{kxj}) и поперечном (F_{kyj}) направлениях на бандажи, и противоположные им - на рельсы, определяются по следующим формулам

$$F_{kxj} = P_{nj} \psi_0 k_{xj}; \quad F_{kyj} = P_{nj} \nu_0 k_{yj} + P_{rj},$$

где P_{nj} , P_{rj} - нормальная и горизонтальная реакции рельсов от вертикальной нагрузки;

ψ_0 , ν_0 - физический коэффициент сцепления и коэффициент трения покоя при поперечном сдвиге колеса и рельса;

k_{xj} , k_{yj} - продольный и поперечный коэффициенты использования сцепления, выражения для которых получены экспериментально (глава 5).

Дифференциальные уравнения движения системы получены с помощью уравнения Лагранжа II рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} = Q_k,$$

в виде

$$\ddot{\bar{q}} = -A^{-1} B \dot{\bar{q}} - A^{-1} C \bar{q} + A^{-1} \bar{Q},$$

где \bar{q} - вектор-столбец переменных,

$$\bar{q} = (x_T, y_T, z_T, \theta_T, \psi_T, \varphi_0, \varphi_\alpha, x_{kj}, y_{kj}, z_{kj}, x_{\delta j}, z_{\delta j}, \varphi_{\delta j}, y_{\delta j})^T,$$

A , B , C - матрицы инерционных, квазидиссипативных и позиционных коэффициентов.

Исследование влияния параметров подрезиненных колес на тяговые качества. Приведены численные значения параметров, входящих в выражения коэффициентов полученной системы дифференциальных уравнений.

НЕ
ДНУЖТ

Численное интегрирование системы выполнялось методом Хемминга. Кроме отыскания функций $q_k(t)$, программа предусматривает расчет математических ожиданий суммарных относительных скольжений ε_1 , ε_2 и расчетного коэффициента сцепления ψ_k с помощью следующих процедур интегрирования

$$M\{\varepsilon_j\} = \frac{1}{T} \int_0^T \sqrt{\varepsilon_{xj}^2 + \varepsilon_{yj}^2} dt; \quad M\{\psi_k\} = \psi_0 \frac{k_0}{M\{k'_0\}};$$

$$M\{k'_0\} = \frac{1}{2T} \int_0^T [k_1(t) + k_2(t)] dt; \quad k_j(t) = \sqrt{k_{xj}^2 + k_{yj}^2}.$$

Интенсивность износа оценивалась по методике ЦНИИ МПС с помощью критерия

$$S_j = 30 \frac{1}{T} \int_0^T t q^3 (0,26 \cdot 10^{-5} P_{Hj}) \sqrt{\varepsilon_{xj}^2 + \varepsilon_{yj}^2} dt,$$

а неравномерность износа

$$S_H = \frac{1}{T} \int_0^T (S_{max} - S_{min}) dt.$$

В качестве объектов исследования рассмотрены три типа колес - жесткое (серийное) и два упругих (опытных). Первое из опытных колес создано на кафедре локомотивостроения ВМИ в 1973-74 гг. для тепловоза 2ТЭ10Л. Второе, предназначенное для тепловоза ТЭ10М, разработано при участии автора и отличается улучшенными жесткостными характеристиками.

Исследовались следующие режимы движения: режим трогания, режим замедления и движение с постоянной скоростью.

Для пусковой характеристики исходными данными являются число ступеней пуска ($n_{ст}$) и скорость выхода на автоматическую характеристику (ψ_a). Коэффициент пуска в этом случае будет равен

$$c_n = \frac{\left[\frac{\psi}{\psi_a} n_{ст} \right] + 1}{n_{ст}},$$

где ψ - мгновенное значение скорости движения экипажа;

$\left[\frac{\psi}{\psi_a} n_{ст} \right]$ - целая часть выражения $\frac{\psi}{\psi_a} n_{ст}$.

Расчет показал значительное влияние числа ступеней пуска на

АНТБ
ДНУЖТ

процесс трогания и разгона. При трогании в режиме наибольшего ускорения для жесткого колеса число ступеней из условия отсутствия боксования должно быть не менее 12...14. Для подрезиненных колес минимальное значение $n_{ст} = 4...7$ в зависимости от жесткости колеса и декремента колебаний δ . Относительное скольжение снижается на 20...30% при уменьшении жесткости колеса от 10^8 до $2 \cdot 10^7$ Н/м и на 5...6% при увеличении δ от 0,3 до 0,4.

В режиме замедления имитируется движение локомотива на подъеме при превышении силы сопротивления поезда над силами сцепления. Изменение крутящего момента ТЭД и скорости движения происходит по одной из частичных тяговых характеристик. В момент перехода перемежающегося боксования в полное фиксируется среднее значение коэффициента сцепления за последние 10 периодов колебаний, которое принимается в качестве расчетного коэффициента сцепления. Во время перемежающегося боксования наблюдается эффект удвоения частоты колебаний коэффициента сцепления.

Полученные относительные характеристики ограничений по сцеплению $k_A = k_A(\vartheta)$ для подрезиненных колес лежат выше, чем для жестких, причем с уменьшением тангенциальной жесткости амортизаторов колес значения k_A повышаются. В пределах возможного изменения значений тангенциальной жесткости ($K_{тц}/K_A = 0,1...0,05$) коэффициент эффективности сцепления изменяется на 6...8%.

Движение в режиме тяги исследовалось в широком диапазоне скоростей - 3...30 м/с. В качестве дополнительного возмущения в режиме движения с постоянной скоростью применено эпизодическое снижение физического коэффициента сцепления от 0,4 до 0,05, имеющее место в эксплуатации, например, при проходе тепловозом масляного пятна или стыковой неровности. Расчет показал, что для подрезиненных колес типа 2ТЭ10Д такой вид возмущений оказался весьма опасным, приводящим к большим скачкам скольжения, в 1,8...2,2 раза превышающим таковые для жесткого колеса. Подрезиненное колесо типа ТЭ10М менее чувствительно к данному виду возмущения. Максимальные скольжения лишь на 5...10% превышали значения для жестких колес, а их математические ожидания оказались на 25...30% ниже, чем для жестких колес.

Экспериментальные исследования тяговых качеств подрезиненных колес на стендовой установке. Разработанная и созданная автором стендовая установка позволяет получить распределение нормальных и касательных напряжений в контакте, близкое к реальному, за счет применения натурного колеса и рельса. Стенд имеет следующие харак-

теристики: диапазон исследуемых скоростей движения: в режиме тяги - 0...4 м/с, в режиме выбега - 0...40 м/с; диапазон вертикальных нагрузок - (100...135) ± 40% кН; диапазон физических коэффициентов сцепления - 0,17...0,57; тип и длина рельса - Р65 - 12,5 м.

Основными частями стенда являются: рама, привод, система торможения и пульт управления. Инерционный привод включает разгонный двигатель, маховик, повышающий редуктор, гидротрансформатор и тяговый редуктор. Гидротрансформатор применен в качестве пускового устройства. Рельс имеет возможность перемещаться вдоль продольной оси по направляющим роликовым опорам. Торможение рельса в режиме тяги осуществляется магнито-рельсовым тормозом. Вертикальная нагрузка от гидродомкрата через упругие элементы передается на колесо и рельс и воспринимается опорной осью. Экспериментальная установка оборудована датчиками и измерительной аппаратурой для записи продольной и поперечной сил сцепления, вертикальной нагрузки, крутящего момента и скорости продольного скольжения колеса относительно рельса^{*}.

Одним из достоинств созданной установки является возможность исследования характеристик сцепления при отсутствии внешних динамических возмущений. В качестве характеристик сцепления в продольном и поперечном направлениях приняты функции

$$k_x = k_x(\epsilon_x, \epsilon_y); \quad k_y = k_y(\epsilon_x, \epsilon_y),$$

где $k_x, k_y, \epsilon_x, \epsilon_y$ - коэффициенты использования сцепления и относительные скольжения в продольном и поперечном направлениях

$$k_x = \frac{\psi_x}{\psi_0} = \frac{F_{cx}}{P_H \psi_0}; \quad k_y = \frac{\psi_y}{\psi_0} = \frac{F_y}{P_H \psi_0},$$

F_{cx}, F_y - продольная и поперечная силы сцепления.

В качестве уравнений регрессии k_x и k_y на ϵ_x, ϵ_y приняты уравнения:

$$k_x = \frac{\epsilon_x}{a_c \epsilon_x^2 + b_c |\epsilon_x| + c_c} \cdot \frac{1}{d_c \epsilon_x^2 + 1}; \quad k_y = \frac{\epsilon_y}{f_c \epsilon_y^2 + g_c} \cdot \frac{1}{h_c |\epsilon_x| + 1},$$

где $a_c, b_c, c_c, d_c, f_c, g_c, h_c$ - коэффициенты корреляции.

^{*} А.с. 1012142 (СССР). Устройство для измерения скорости движения тел, обладающих магнитными свойствами./В.П.Ткаченко и др. - Опубли. в Б.И. 1983, № 14.

Исследования тяговых качеств различных колес проводились на двух основных режимах работы стэнда: автоматическом и режиме замедления. На первом режиме исследовалось влияние колебаний вертикальной нагрузки и размеров масляного пятна, нанесенного на рельс, на параметры сцепления. Эксперимент показал, что для упругих колес пульсация силы сцепления и скорости скольжения в 3...5 раз ниже, коэффициент эффективности сцепления на 8...10% выше, чем для жестких колес. Скачки относительных скольжений $\Delta \epsilon$ в момент наезда колеса на замасленный участок рельса для колес типа 2ТЭ10Д весьма значительны и достигают при длине масляного пятна 0,4...0,5 м - 0,15...0,18, что в 2...2,5 раза превышало $\Delta \epsilon$ для жесткого колеса. Максимальные скольжения для колеса ТЭ10М были такими же, как для жесткого колеса.

Измерение параметров сцепления в режиме замедления позволило получить зависимости коэффициента эффективности сцепления от скорости движения. Из полученных зависимостей следует, что в диапазоне скоростей 0...6 м/с коэффициент сцепления подрезиненных колес на 10...17% выше, чем для жестких.

Данные эксперимента удовлетворительно согласуются с результатами теоретических исследований.

ОБЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана методика сравнительной оценки тяговых качеств локомотивов с жесткими и подрезиненными колесными парами. В качестве основного критерия оценки принят коэффициент эффективности сцепления, равный отношению расчетного коэффициента сцепления к физическому.

2. Подрезиненные колесные пары наряду с преимуществами, заключающимися в улучшении динамики элементов КМБ и уменьшении воздействия на путь, позволяют также улучшить тяговые качества локомотива и уменьшить износ бандажей.

3. Теоретические исследования тягового режима подрезиненного КМБ позволили установить, что:

а) в зависимости от скорости движения коэффициент эффективности сцепления для подрезиненных колес с тангенциальной жесткостью $0,5 \cdot 10^6 \dots 6 \cdot 10^6$ Н·м на 15...25% выше, чем для жестких;

б) максимальные скольжения, полученные в случае мгновенного падения физического коэффициента сцепления, для упругих колес типа 2ТЭ10Д в исследуемом диапазоне жесткостей амортизаторов в 1,8...2,2 раза выше, чем для жестких. Для подрезиненных колес типа

ТЭИОМ они лишь на 5...10% выше, чем для жестких. Уменьшению амплитуд скольжений способствует наличие у колес типа ТЭИОМ последовательного сопряжения упругого амортизатора и элемента сухого трения. Наилучшие показатели имеют место при коэффициенте трения в пределах 0,05...0,20;

в) в установленном режиме движения, при принятых возмущениях со стороны пути средние и максимальные скольжения для обоих типов подрезиненных колес одинаковы и в 2,5...4,0 раза меньше, чем для жестких;

г) критерий износа для исследуемых подрезиненных колес на всех режимах движения в 2...2,5 раза ниже, чем для жестких. Критерий неравномерности износа на установившихся режимах движения для подрезиненных колес в 1,5...2,0 раза ниже.

4. Разработан стенд для экспериментальных исследований процесса сцепления колеса с рельсом, позволяющий получить близкое к реальному распределение нормальных и касательных напряжений и скоростей скольжения в контакте за счет применения натуральных колеса и рельса.

5. Разработано оригинальное устройство и предложен метод измерения скорости относительного скольжения поверхностей колеса и рельса.

6. Получены экспериментальные характеристики сцепления в продольном и поперечном направлениях при отсутствии внешних динамических возмущений и в реальных условиях контактирования.

7. Разработаны рекомендации по выбору характеристик упругих амортизаторов. Тангенциальная жесткость подрезиненных колес должна лежать в пределах $0,5 \cdot 10^6 \dots 3 \cdot 10^6$ Н·м, причем верхний из них определяется удовлетворительными тяговыми качествами, а нижний - условиями прочности.

8. Годовой экономический эффект от внедрения подрезиненных колес на тепловозах составляет 6070 руб. на секцию.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Ткаченко В.П. Исследование коэффициента сцепления подрезиненных колесных пар локомотива. - В кн.: Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня. Тез. докл. Всесоюз. конференции (Воршиловград, октябрь 1981), М., 1981, с.124.

2. Коняев А.Н., Голубенко А.Л., Ткаченко В.П. Исследование процесса реализации силы тяги локомотива с подрезиненными колес-

ными парами. - В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. - Харьков, 1981, вып.13, с.3-9.

3. Коняев А.Н., Голубенко А.Л., Ткаченко В.П. К математическому описанию динамики тягового режима подрезиненного колесно-моторного блока. - В кн.: Конструирование и производство транспортных машин. - Харьков, 1982, вып.14, с.7-13.

4. Ткаченко В.П. О сцеплении колес локомотива с рельсами в кривых участках пути. - В кн.: Вопросы транспортного машиностроения. - Брянск-Тула, 1981, с.141-144.

5. Ткаченко В.П., Голубенко А.Л. Исследование процесса торможения локомотива с подрезиненными колесными парами. - В кн.: Совершенствование тормозных систем и улучшение содержания тормозного оборудования подвижного состава. - Тез. докл. Всесоюз. совещания (Омск, 1980), Омск, 1980, с.45-46.

6. А.с. 1012142 (СССР). Устройство для измерения скорости движения тел, обладающих магнитными свойствами./В.П.Ткаченко и др. - Опубл. в Б.И., 1983, № 14.



БВ 02059 Подписано к печати 30.05.83г. Формат 60x84 1/16 Печ. л. 1.
Тираж 100. Заказ 4368. ВГТ Ротапринт.

НТ
ДНУЖ