

ПРОФИЛЬ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ ОПОРНОГО КОЛЕСА КОЛЕСНОГО БЛОКА

В. В. Шилер, А. В. Шилер, А. А. Любченко

Омский государственный университет путей сообщения, г. Омск, Россия

Аннотация – Одной из основных причин образования контактно-усталостных повреждений на поверхности катания колес стандартной колесной пары является «паразитное» проскальзывание колес по рельсам в процессе движения. «Паразитное» проскальзывание формирует дополнительное напряжение в металле колеса в области контакта «колесо–рельс» и повышенный износ поверхностей катания. Целью нашего исследования является разработка технических решений, направленных на снижение напряженного состояния металла в области контакта «колесо–рельс». Для достижения поставленной цели решены следующие задачи: разработана новая блочная конструкция колесной пары, основной особенностью которой является независимое вращение поверхностей катания колес колесного блока (направляющего и опорного), контактирующих с поверхностями рельсовой нити; разработан и обоснован новый поперечный профиль поверхности катания опорного колеса. Исследования проводились методами имитационного и физического макетного моделирования.

Нами получен и разработан новый поперечный профиль поверхности катания опорного колеса колесного блока, который обеспечивает постоянный одноточечный контакт колеса с рельсом и отсутствие «паразитного» проскальзывания колеса по рельсу и, соответственно, обусловленное им касательные напряжения в точке контакта «колесо–рельс». Это привело к существенному снижению напряженного состояния металла опорного колеса в зоне контакта «колесо–рельс».

Колесная пара блочной конструкции с предложенным поперечным профилем поверхности катания опорного колеса может быть использована в существующих конструкциях подвижного состава (пассажирские и грузовые вагоны) с эксплуатацией на действующей конструкции рельсовой колес. Это позволит существенно сократить сопротивление движению, расход энергии на тягу поездов, износ элементов пути и экипажа, повысить безопасность движения поездов.

Ключевые слова: поперечный профиль, поверхность катания, проскальзывание колеса, напряжение.

I. ВВЕДЕНИЕ

Рельсовый транспорт опирается на стандартные колесные пары, которые состоят из двух колес, жестко посаженных на ось. При одинаковой угловой скорости вращения контактирующие поверхности колес с рельсами (три поверхности) имеют разные значения радиусов поверхностей катания. Поэтому движение колесной пары сопровождается «паразитным» проскальзыванием по рельсам, которое в процессе движения является источником автоколебаний колесной пары (извилистое движение), повышенного сопротивления движению, зависящее от квадрата скорости поступательного движения и т.д. В результате с увеличением осевой нагрузки, веса поезда и скорости движения значительно увеличилась интенсивность износа колес и рельсов. Например, если 15–20 лет назад технологический выход металла бандажей колес составлял 30–35% от общей их массы, то в настоящее время он доходит до 75–80%. В настоящее время для снижения износа широко применяется смазывание контактирующих поверхностей рельсов и колес (лубрикация) [1–3]. Эта технология снижает интенсивность процессов износа, но не устраняет их причину. Поэтому считается, что любое даже половинчатое решение в направлении совершенствования поперечного профиля поверхности катания колеса является положительным [2, 3]. Для решения проблемы износа в системе «колесо–рельс» авторы пошли путем совершенствования всей конструкции колесной пары.

II. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для решения проблем динамического взаимодействия колесной пары и рельсовой колеи авторы предложили блочную конструкцию колесной пары, основной особенностью которой является независимое вращение всех поверхностей её колес, контактирующих с поверхностями рельсовых нитей. Кроме этого, для опорного колеса разработан новый поперечный профиль поверхности катания. Эти технические решения позволили реализовать движение блочной колесной пары по рельсам без «паразитного» проскальзывания колес по рельсам и отсутствию режима автоколебаний (извилистое движение), которые присущи стандартной колесной паре.

В представленной работе поставлена задача оценить влияние новых технических решений на внутренние напряжения металла опорного колеса блочной колесной пары в зоне его контакта с поверхностью рельса.

III. ТЕОРИЯ

Рассмотрим сначала модель износа колеса стандартной колесной пары [3], которая представлена на рис. 1. Функционально поперечные профили поверхностей катания колеса и рельса делят на следующие три области: А, В и С (рис. 1). В области (А) контактные напряжения и поперечное проскальзывание самые низкие из всех возможных, что создает благоприятные условия для устойчивости движения экипажа. Площадка контакта в области (В) мала, и контакт характеризуется весьма сложным напряженным состоянием материала колеса. Существуют три возможных варианта контакта колеса стандартной колесной пары и рельса: одноточечный, двухточечный и конформный контакты [3].



Рис. 1. Модель постоянного изнашивания стандартного колеса [1].

Одноточечный контакт наносит наибольшие повреждения колесу и пути. Двухточечному контакту присущи интенсивное проскальзывание и изнашивание, в результате которого происходит пластическое течение материала на поверхности катания колеса. Конформный гребневой контакт возникает по мере износа рабочей выкружки колеса до общего профиля [3–5] и обладает рядом преимуществ: увеличивается зона контакта, уменьшается удельное давление. Следует отметить, что у стандартной колесной пары в режиме выбега во всех областях контакта (А, В, С) и вариантах контактирования проскальзывание является «паразитным», обусловленное особенностями конструкции стандартной колесной пары.

Новая конструкция колеса [6, 7] (рис. 2), в дальнейшем с рабочим названием «колесный блок» состоит из направляющего 1 и опорного 2 колес, которые вращаются независимо друг от друга на оси колесной пары.

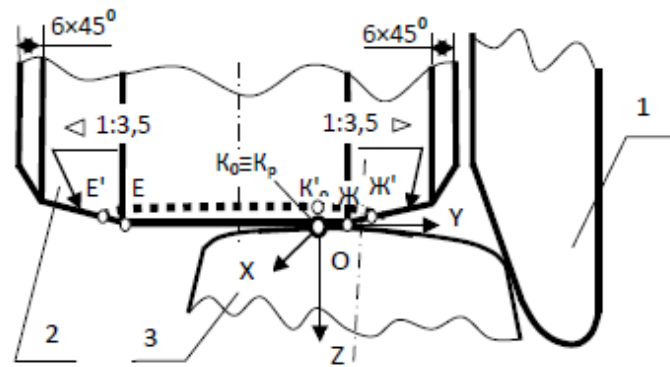


Рис. 2. Поперечные профили поверхностей катания колес колесного блока

С учетом существующих требований к формированию поперечных профилей поверхностей катания колес и конструктивных особенностей колесного блока разработан поперечный профиль для опорного колеса 2 (рис. 2), который составлен из пяти поверхностей. Центральная часть поперечного профиля (отрезок ЕЖ) (рис. 2) имеет цилиндрическую поверхность. Крайние участки поперечного профиля имеют одинаковые очертания в виде двух пар конусных поверхностей, которые имеют следующие размеры: $\angle 1:3,5$ и $6 \times 45^\circ$. Эти конусы имеют такое же назначение, что и у стандартного поперечного профиля. В эксплуатации в процессе износа центральная цилиндрическая часть поперечного профиля поверхности катания (участок ЕК'Ж) расширяется и выходит на смежные конусные поверхности (отрезки ЕЕ' и ЖЖ'). Таким образом, поддерживается стабильность очертания цилиндрической части.

Модели и экспериментальные данные по исследованию характеристик системы «колесо–рельс», представленные в трудах зарубежных авторов [8–10], ориентированы на анализ многотельных систем. В данной работе, для получения объективной оценки контактных напряжений материала в системе «колесо–рельс», выполнены сравнительные расчеты для опорного и стандартного колес. Для каждой конструкции колес приняты присущие им экстремальные условия контактирования с головкой рельса: для стандартного колеса – изношенный профиль поверхности катания и одноточечный контакт с рельсом; для колесного блока – неизношенные линейные профили опорного и направляющего колес и соответствующие им одноточечные контакты.

Для решения нормальной задачи использовалась контактная теория Герца [3]. Напряжения в точке контакта, лежащей по оси давления на глубине по координате ($O_K Z$), равны [3]:

$$\sigma_X = - \left[\frac{a^2 + 2z^2}{a\sqrt{a^2 + z^2}} - \frac{2z}{a} \right] q_0, \quad \sigma_Z = - \frac{a}{\sqrt{a^2 + z^2}} q_0;$$

$$\sigma_T = \mu(\sigma_X + \sigma_Z) = -2\mu \frac{\sqrt{a^2 + z^2} - z}{a} q_0;$$

$$\tau_{XZ} = 0$$

Здесь σ_X и σ_Z – главные нормальные напряжения, действующие по площадкам, перпендикулярным осям $O_K X$ и $O_K Z$; σ_T – главные напряжения, действующие по площадкам, лежащим в плоскости поперечного сечения поверхности катания; μ – коэффициент Пуассона.

Наибольшие касательные напряжения от нормальной нагрузки в плоскости XOZ (рис. 2) :

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_X - \sigma_Z}{2} = \frac{z}{a} \left[1 - \frac{z}{\sqrt{a^2 + z^2}} \right] q_0$$

Наряду с вертикальной нагрузкой в горизонтальной плоскости контакта «колесо–рельс» стандартного колеса действуют «паразитные» силы трения проскальзывания, которые формируют касательные продольную и поперечную составляющие напряжения в точке контакта «колесо–рельс». На основании теории независимости действия сил, контактные напряжения складываются в эквивалентное напряжение [3].

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Нами получено: максимальные статические напряжения сжатия, в соответствии с результатами расчетов и теорией Герца, имеют место на поверхности катания колеса, а максимальные касательные напряжения – на глубине 2,0–4,0 мм. Если при этом нормальная деформация на поверхности контакта имеет упругий характер,

то под поверхностью контакта в области максимальных касательных напряжений могут возникнуть пластические деформации.

При прохождении колеса по рельсу под поверхностью площадки контакта колеса возникает циклическое напряжение сжатия–растяжения, приводящее к накоплению подповерхностной пластической деформации и возникновению остаточных напряжений в материале [3], которые являются причиной различных видов контактно-усталостных дефектов на поверхностях катания колеса и рельса. Когда к площадке контакта прикладывается тангенциальное усилие (например, «паразитное» проскальзывание), максимальное касательное напряжение увеличивается и смещается ближе к поверхности катания. С дальнейшим увеличением тангенциальной силы эти объемы могут образовывать одну область потенциального разрушения материала [3].

V. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для демонстрации влияния касательных напряжений на несущую способность контакта (например, формируемые «паразитным» проскальзыванием) использована так называемая диаграмма приспособляемости Джонсона (рис. 3). На этой диаграмме показана граница (линия 1) между зонами различного поведения материала в виде зависимости фактора нагрузки $q_0/[\tau]$ от коэффициента $\mu = T/N$, где q_0 – нормальное контактное давление, $[\tau]$ – предел текучести материала, T – тангенциальная сила, N – нормальная сила. Наивысший уровень пластического течения достигается на поверхности контакта, если результаты расчетов находятся выше кривой 1 (рис. 3). В соответствии с графиком (рис. 3) в интервале принятых для расчетов параметров системы «колесо–рельс» напряженные вероятные состояния материала опорного колеса «колесного блока» (зона 2) значительно ниже (в 2–3 раза) в сравнении со стандартным колесом (зона 3).

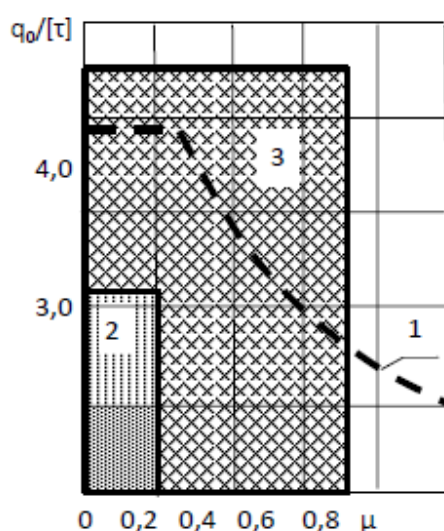


Рис. 3. Диаграмма приспособляемости материала колес

VI. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложенный поперечный цилиндрический профиль поверхности катания опорного колеса колесного блока обеспечивает гарантированный одноточечный контакт опорного колеса с головкой рельса при любом положении колесного блока относительно рельсовой нити.

2. В процессе поступательного движения опорное колесо за счет независимого вращения и цилиндрической поверхности катится по рельсу в режиме чистого качения без «паразитного» проскальзывания.

3. Отсутствие паразитного проскальзывания снижает в 2–3 раза напряженное состояние металла колеса в зоне контакта колеса и рельса и сводит к минимуму износ их поверхностей катания.

Таким образом, по контактным напряжениям блочная конструкция колесной пары с цилиндрической центральной частью поверхности катания опорного колеса, обеспечивает условия для увеличения осевой нагрузки и скорости движения подвижного состава на существующей конструкции железнодорожного пути и повышения безопасности движения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богданов В. М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов // Железные дороги мира. 1992. № 12. С 30–34.
2. Zhiguo Li, Qing He Predicting failure times of railcar wheels and trucks by using wayside detector signals // IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. 2014. P. 1113–1118. DOI: 10.1109/ICMA.2014.6885854.
3. Harris W. J., Zakharov S. M., Lundgren J. [et al.]. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: wheel and rail interface issues. Virginia Beach, International Heavy Haul Association Publ., 2001. 408 p.
4. Kragelsky I. V., Demkin N. B. Contact area of rough surface // Wear 1960. Vol. 3, no. 3. P. 170-187. DOI: 10.1016/0043-1648(60)90136-8.
5. Demkin N. B., Izmailov V. V. Surface topography and properties of frictional contacts // Tribology International. 1991. Vol. 24, no. 1. P. 21–24. DOI: 10.1016/0301-679X(91)90058-H.
6. Пат. № 2011 154 293 Российская Федерация, МКИ В 60 В 9/1 (2006.01) Поперечный профиль поверхности катания подрессоренного бандажа колеса колесной пары / Шилер В. В., Шилер А. Н. 2011154293/11; опубл. 10.07.2013, Бюл. № 18.
7. Shiler A. Analysis and simulation of new wheel pair construction // Procedia Engineering. 2015. Vol. 100. P. 1714–1723. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.01.547.
8. Rovira A., Roda A., Marshallb M. B. [et al.]. Experimental and numerical modelling of wheel–rail contact and wear // Wear. 2011. Vol. 271. P. 911–924. DOI: 10.1016/j.wear.2011.03.024.
9. Magheri S., Malvezzi M., Meli E., Rindi A. An innovative wheel–rail contact model for multibody applications // Wear. 2011. Vol. 271. P. 462–471. DOI: 10.1016/j.wear.2010.10.038.
10. Mahdi Jalilia M., Salehi H. Wheel/rail contact model for rail vehicle dynamics // Comptes Rendus Mecanique. 2011. Vol. 339. P. 700–707. DOI: 10.1016/j.crme.2011.07.006.