



УДК 629.4.027

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА И РЕЛЬСА**А.А.Воробьев¹**Петербургский государственный университет путей сообщения,
190031, г. Санкт-Петербург, Московский пр., 9.Рассмотрены вопросы взаимодействия и определены напряжения и деформации пары колесо-рельс.
Ил. 9. Библиогр. 8 назв.*Ключевые слова: взаимодействие; колесо; рельс; напряжения.***CONTACT INTERACTION OF A WHEEL AND A RAIL****A.A.Vorobjev**Peterburg State University of Railway Engineering
9 Moskovskii Av., Saint-Petersburg, 190031The author considers the questions of interaction and determines stresses and deformations of the wheel-rail set.
9 figures. 8 sources.*Key words: interaction; wheel; rails; stresses.*

Взаимодействие колеса и рельса является ключевым в проблемах движения колеса относительно рельса. В этом взаимодействии должен быть по возможности низкий уровень трения для обеспечения движения больших масс с малым сопротивлением, но вместе с тем уровень трения должен быть достаточным для обеспечения требуемой силы тяги. Конструкционные материалы должны обладать достаточной прочностью, чтобы обеспечить сопротивляемость вертикальным силам, возникающим вследствие высоких нагрузок, и динамическим реакциям во взаимодействии колес и рельсов, вызываемым вертикальными и поперечными ускорениями элементов подвижного состава, которые обусловлены неровностями пути и некруглостью колес. Однако ни темпы изнашивания, ни темпы развития усталостных дефектов не должны быть столь высокими, чтобы создавать угрозу экономической эффективности тяжеловесного движения.

Одной из задач механики взаимодействия колеса и рельса, рассматривающей взаимосвязь между напряжениями, крипом и геометрическими параметрами системы колесо – рельс, является распределение нормальных и касательных напряжений, относительного проскальзывания и сил трения на площадке контакта. Задача контакта качения двух упругих тел, имеющих одинаковые характеристики упругости, как это имеет место для колеса и рельса, может быть представлена отдельно в виде нормальной и тангенциальной задач. Цель первой задачи состоит в определении размера и формы площадки контакта, а также распределении нормальных контактных напряжений. Результаты решения нормальной задачи используются для нахождения решения тангенциальной, заключающейся в нахождении распределения касательных напряжений и момента в зонах сцепления и проскальзывания контактной площадки.

1. Нормальные контактные напряжения

Исходя из решения нормальной задачи Герца

максимальное контактное напряжение P_{\max} может быть рассчитано по формуле

$$P_{\max} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot E^2}{2 \cdot \pi^3 \cdot r_e^2 \cdot (1 - \nu^2)^2}}, \quad (1)$$

где E - модуль упругости; F - нормальная сила нагружения колеса и рельса; r_e - эквивалентный радиус, зависящий от характерных радиусов взаимодействия колеса и рельса в месте контакта; ν - коэффициент Пуассона.

Таким образом, нормальное напряжение на поверхностях катания рельса и колеса зависит от нагрузки колеса на рельс, радиусов поверхностей катания, свойств взаимодействующих материалов, причем радиус поверхности катания зависит от площадки контакта колеса и рельса. Площадка контакта чрезвычайно мала, и это обуславливает высокие контактные напряжения. В типичном случае [1] контакт имеет место на квазиэллиптической площадке размерами ≈ 13 мм (рис. 1). Непосредственно под площадкой контакта металл как колеса, так и рельса находится под высоким давлением, действующим со всех направлений, поскольку контактное давление поддерживается давлением реакции со стороны окружающего материала. На рис. 1 это показано стрелками, сходящимися к единичному элементу металла под площадкой контакта. Все «стрелки напряжения» воздействуют на металл практически единообразно, так что металл не имеет свободного направления для деформации или течения и может выдержать нагрузку.

При движении экипажа положение колесной пары по отношению к рельсам [2] существенно меняется, приводя к возникновению различных сочетаний контактных зон колеса и рельса (рис. 2).

¹Воробьев Александр Алфеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии металлов, тел.: (812)4578392, e-mail: vorobev_alex@mail.ru

Vorobjev Alexander Alfeevich, a candidate of technical sciences, an associate professor of the Chair of Technology of Metals, tel.: (812)4578392, e-mail: vorobev_alex@mail.ru

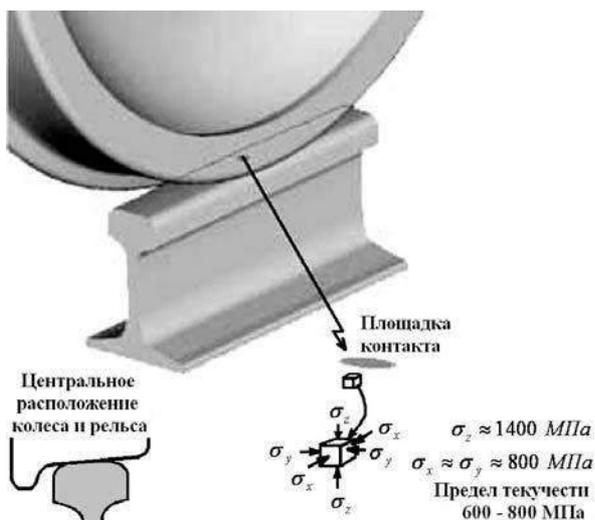


Рис. 1. Контакт колеса и рельса при их центральном расположении



Рис. 2. Функциональные области контакта в системе колесо – рельс: контакт между центральными областями головки рельса и поверхностью катания колеса (зона А); контакт между областью выкружки головки рельса и основанием гребня колеса (зона В); контакт между внешними частями головки рельса и поверхностью катания колеса (зона С)

Даже при условии постоянной осевой нагрузки нормальные напряжения будут существенно меняться из-за различия в радиусах кривизны контактирующих поверхностей этих зон.

Если в области контакта имеет место один радиус кривизны поверхности, можно использовать решение Герца. Если в области контакта имеются два или несколько радиусов кривизны, например r_{11} и r_{12} (рис. 3,а), решение Герца несправедливо и для определения площадки контакта следует использовать негерцевское решение. Это особенно важно при разнообразных сочетаниях изношенных профилей колеса и рельса.

При нахождении нормальных контактных напряжений для неконформного негерцевского контакта применяются различные методы и программы. Например, с использованием метода аппроксимации негерцевской геометрии эллипсами получены результаты, в достаточной мере согласующиеся с точным решением (рис. 3, а, б) [3], [4].

Другой подход, используемый для нахождения контактных напряжений между изношенными колесом и рельсом, состоит в моделировании контактирующих тел с использованием упругого винклеровского основания, при котором деформация поверхностей пропорциональна нормальным контактным напряжениям. Полученное при этом максимальное контактное напряжение будет в 1,3 раза больше, чем при герцевском решении. Размер площадки контакта и распределение нормальных напряжений зависят от нормальной нагрузки, действующей от колеса на рельс, профилей колеса и рельса, поперечного и углового положений колесной пары на рельсах и подуклонки рельсов.

Когда колесная пара движется в кривой, при определенном угле набегания колесо может контактировать с рельсом в двух различных точках. Двухточечный контакт приводит к образованию двух площадок контакта: А - на поверхности катания рельса и В - на боковой поверхности головки рельса в районе выкружки (рис. 4, а). Из-за того что колесная пара при движении в кривой перемещается с некоторым углом набегания α (рис. 4, б), площадка контакта В сдвинута вперед. Увеличение угла набегания приводит к увеличению расстояний между площадками контакта (забега) и до мгновенной оси вращения колесной пары и тем самым к возрастанию относительного проскальзывания и тангенциальной силы, с ним связанной. В зоне касания гребня колеса и рабочей грани головки наружного рельса уровень расчетных контактных напряжений может достигать 3000 МПа.

При контакте сильно изношенного рельса с новым или изношенным колесом изменяется форма области распределения давлений. Размер площадки контакта существенно уменьшается, она сдвигается к внешней поверхности наружного рельса, приводя к увеличению контактных давлений, уровень которых может достигать предела текучести, что вызывает пластическую деформацию головки рельса.

Обычно контактные напряжения на поверхности катания (рис. 2, область А) колеса грузового вагона находятся в пределах 1300 - 1700 МПа. Увеличение осевой нагрузки приводит к возрастанию герцевских контактных напряжений пропорционально степени 1/3 от ее величины (1).

Если поверхность катания колеса имеет прокат с образовавшимся корытообразным поперечным профилем, то существенно увеличиваются контактные давления, которые могут иметь место по обеим сторонам этого профиля. Так, при величине проката корытообразного профиля 2 мм расчетные контактные напряжения на обоих краях могут достигать 6000 МПа, что свидетельствует о значительном пластическом течении материалов.

Высокие контактные напряжения возникают в случаях, если профиль колеса своим внешним краем будет опираться на рельс или контактная зона не достигает внешнего края колеса, приводя к возникновению выступа (фальшивого гребня) в области наружной части поверхности катания колеса.

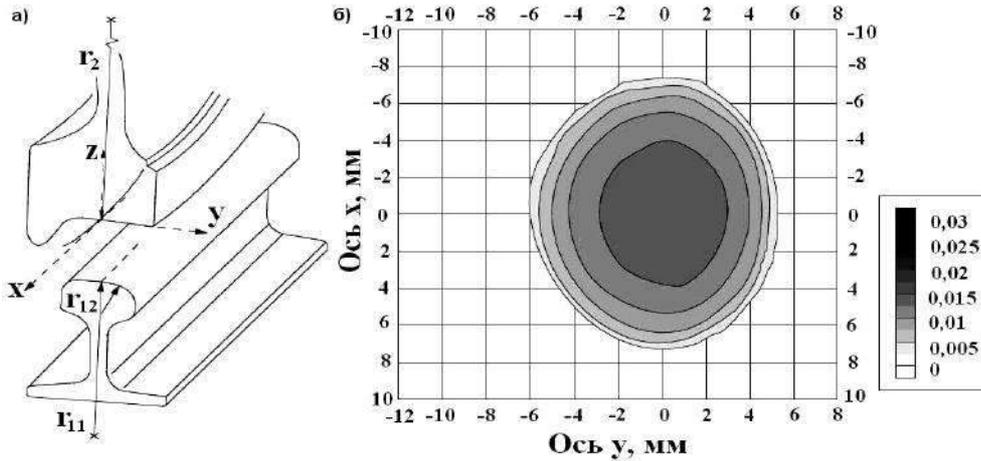


Рис. 3. Контакт колеса и рельса:

а - геометрия контакта; б - форма площадки контакта и распределение давлений; x, y, z - оси системы координат; r_{11}, r_{12}, r_1, r_2 - характерные радиусы: $r_{11} = 355,6 \text{ мм}$; $r_{12} = 291,6 \text{ мм}$; $r_1 = r_2 = \infty$;

$$F = 100 \text{ кН}; P_{\max} = 1170 \text{ МПа}$$

Величина и распределение контактных напряжений существенно зависят от профилей колеса и рельса и от того, какой контакт: одноточечный или двухточечный. При конформном профиле размер площадки контакта увеличивается, приводя к уменьшению уровня контактных напряжений по сравнению с неконформными профилями.

2. Влияние тангенциального усилия на контакт колеса и рельса

В соответствии с теорией Герца максимальные статические напряжения сжатия имеют место на поверхности, а максимальные касательные напряжения - на глубине $0,78 \cdot a$, где a - половина длины большой оси эллипса площадки контакта. Расчеты распределения герцевских контактных напряжений в бесконечном полупространстве показывают (рис. 5), что

непосредственно под площадкой контакта материал находится в трехосном напряженном состоянии. Три компоненты тензора напряжения примерно равны, в результате чего достигается высокий уровень несущей способности материала. Далее в глубь материала эти напряжения становятся неравными и уровень максимальных касательных напряжений достигает своего наивысшего значения.

Когда к поверхности прикладывается тангенциальное усилие, максимальное касательное напряжение увеличивается и смещается ближе к поверхности. Даже если при этом нормальная деформация на поверхности носит упругий характер, вблизи поверхности могут возникнуть пластические деформации. Под действием катящихся колес под поверхностью возникает циклическое напряжение сжатия-растяжения,

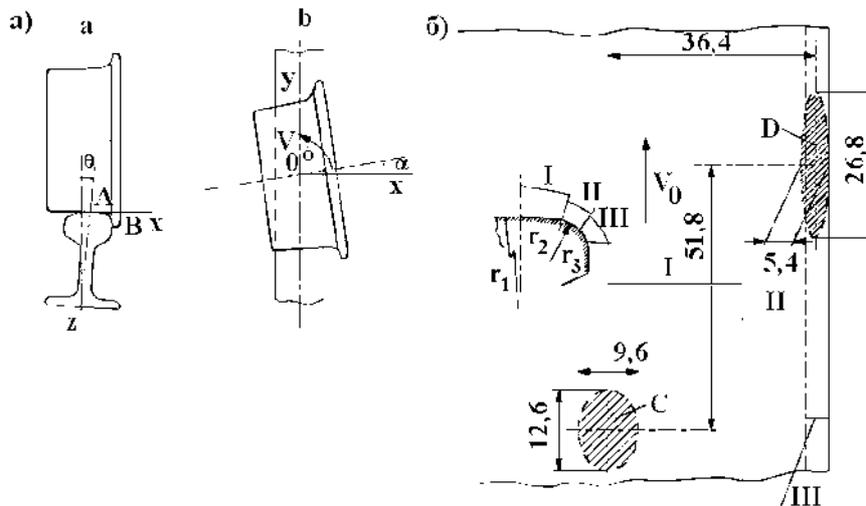


Рис. 4. Взаимодействие колеса и рельса:

а - положение колеса на рельсе; б - размеры контактных площадок при двухточечном контакте ($F_A = 110 \text{ кН}$, $F_B = 66 \text{ кН}$); A, B - точки контакта колеса с рельсом; x, y, z - оси координат; α - угол набегания колеса на рельс; θ - угол подуклонки рельса; V_0 - вектор скорости движения колесной пары; C, D - площадки контакта; I, II, III - области контакта; r_1, r_2, r_3 - радиусы кривизны головки рельса

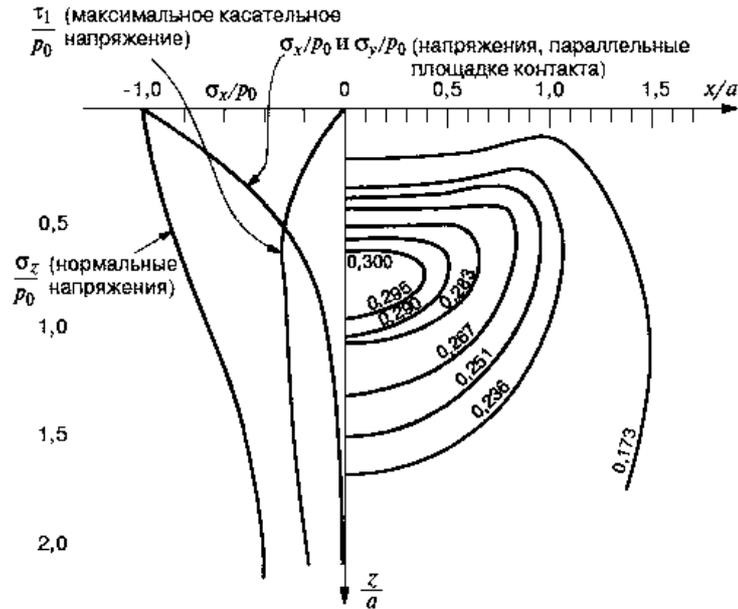


Рис. 5. Напряжения под контактной площадкой при действии нормальной нагрузки

приводящее к накоплению подповерхностной пластической деформации и возникновению остаточных напряжений в материале. Такое поведение материала является причиной различных видов контактно-усталостных дефектов в колесах и рельсах.

Два материала испытывают основную деформацию. Одним из них является очень тонкий слой у поверхности площадки контакта, другим - подповерхностный объем вблизи места максимальных касательных напряжений. При увеличении тангенциального (тягового) усилия на поверхности эти объемы приближаются друг к другу и могут образовывать одну область потенциального разрушения материала.

3. Анализ напряженно-деформированного состояния колеса и рельса

Для подготовки к расчету на прочность и последующему анализу напряженно-деформированного состояния в точке контакта колесо-рельс, при изменении диаметра круга катания колеса, а также профилей катания ГОСТ или ДМеТИ были разработаны 6 математических модели системы колесная пара - рельс [5]. При разработке математической [6] модели учитывались только основные несущие элементы, нагрузки прикладывались согласно ОСТ 32.168 – 2000 “Колесные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность”. Количество конечных элементов для каждой модели колебалось от 290 до 310 тысяч, что может говорить о сопоставимости в сравнении результатов конечно-элементных расчетов с минимальной погрешностью около 8%.

Из анализа результатов расчетов моделей колеса и рельса при комфортном взаимодействии следует:

1. Наибольшие эквивалентные напряжения возникают в модели 1 (ГОСТ диаметр по кругу катания 950 мм) и составляют 720 МПа. Наименьшие эквивалентные напряжения возникают в модели 6 (ДМеТИ диаметр по кругу катания 1250 мм) и составляют 595

МПа. Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в модели, представлены на рис. 6.

2. Разница, в процентах, между величинами эквивалентных напряжений колес с профилем ГОСТ и с профилем ДМеТИ представлена на рис. 7 и составляет в среднем 7%.

3. При увеличении диаметра круга катания колеса величины эквивалентных напряжений, возникающих в контакте, снижаются на 5-12%.

На практике при комфортном двухточечном взаимодействии колеса и рельса зона на поверхности катания воспринимает в основном вертикальные нагрузки, зона на гребне и боковой поверхности рельса - в основном горизонтальные. При среднесетевой нагрузке на ось 18 т и усредненном профиле колес и рельсов давление на поверхности катания составляет 600-800 Н/мм² [7].

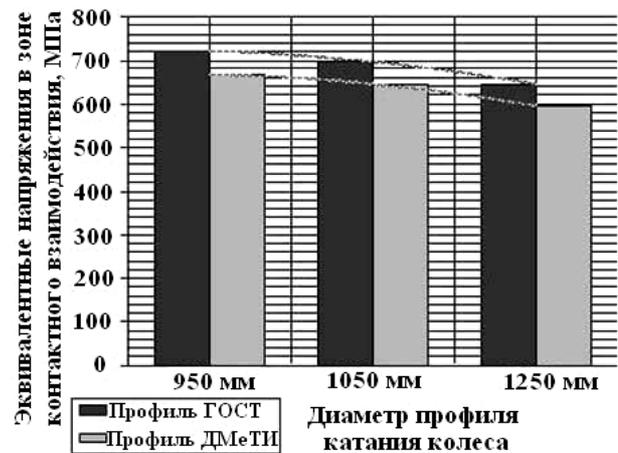


Рис. 6. Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в конечно-элементных моделях колесной пары, МПа

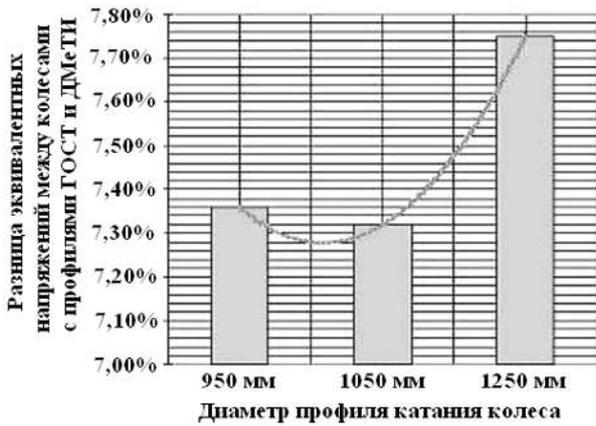


Рис. 7. Разница, в процентах, между величинами эквивалентных напряжений для колес с профилями ГОСТ и ДМеТИ

Считается, что направляющие усилия на гребнях колес без учета ударного взаимодействия достигают $Y = 0,96 \cdot P$, где P (нагрузка на колесо) приблизительно равна 9 - 11 т (90 - 110 кН). Замеры боковых сил в кривых радиусом 300 м подтверждают, что они близки к 100 кН/ось [8]. Следовательно, можно принять, что направляющие усилия и давления на боковых гранях рельсов имеют тот же порядок, что и на окружности катания, и при осевой нагрузке 20 - 24 т составляют 9 - 11 т. Расчеты дают максимальные давления по Герцу на поверхности катания нового колеса в контакте с новым рельсом до 1 ГПа, а на гребне - до 4 ГПа. В точках контакта нового колеса и рельса давления превышают давления развитого пластического течения (приблизительно равные твердости) как колесной (2,2 - 3,2 ГПа), так и рельсовой (3,2 - 3,8 ГПа) сталей. Металл на рабочих поверхностях колеса и рельса, в особенности в первые моменты эксплуатации, растекается от точек контакта на гребне и поверхности катания в разные стороны, образуя наплывы (рис. 8). Контактные давления при этом быстро снижаются, но пластическое течение продолжается в ходе еще многих циклов взаимодействия. Наплывы на наружную грань колеса и остроконечный накат на гребень хорошо различимы и занесены в каталоги



Рис. 8. Профили поперечного сечения колеса: 1 - исходный; 2 - при боковом изнашивании; 3 - при нормальном изнашивании; AC - исходная толщина гребня; AB - то же, при боковом изнашивании; DE - фактическая толщина гребня при нормальном изнашивании

дефектов. Наплывы металла в зоне выкружки колеса (ложный гребень и наплыв на поверхность катания), а также наплыв на выкружку рельса трудно увидеть, поскольку они существуют непродолжительное время на протяжении нескольких тысяч циклов в период приработки.

Форма контактных поверхностей колес и рельсов настолько сложна, а условия эксплуатации настолько быстро меняются, что ни теоретические оценки, ни эксплуатационные измерения не в состоянии помочь в определении реальной нагруженности колес и рельсов в эксплуатации. Объективную оценку нагруженности, причем усредненную во времени, можно получить, исследуя распределение твердости по глубине деформированного поверхностного слоя. На рис. 9 представлено распределение твердости по сечению колес грузовых вагонов и бандажей локомотивов [8].

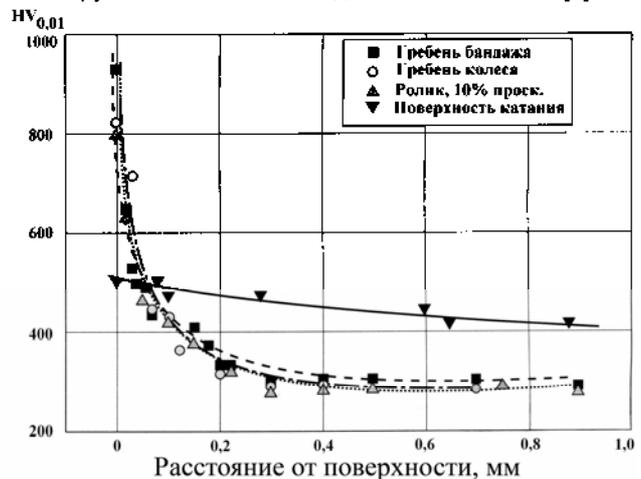


Рис. 9. Распределение микротвердостей по сечению: ▼ - поверхность катания колеса грузового вагона, ■ - гребня тепловозного бандажа, ○ - гребня колеса грузового вагона, ▲ - лабораторного ролика после испытания с проскальзыванием 10% при нагрузке 700 Н

На поверхности катания колеса, где силы трения невелики, твердость не превышает 500 - 550 HV (в среднем 370 HV), но наклеп распространяется на большую глубину. Твердость в зоне поверхности катания колес выходит на уровень ненаклепанного металла на глубине 5 - 8 мм, что меньше, чем дает расчет по формуле Хейфеца для свободного качения:

$$h \approx \left(\frac{P}{2 \cdot \sigma_T} \right)^{\frac{1}{2}} \approx \left(\frac{220000}{2 \cdot 600} \right)^{\frac{1}{2}} = 14 \text{ мм}, \quad (2)$$

где h - глубина деформированного слоя; P - приложенная нагрузка; σ_T - предел текучести.

Еще большее расхождение между действительной глубиной наклепа и расчетом по формуле (2) получается при оценке толщины деформированного слоя на гребнях колес. На поверхности гребней при задире твердость достигает 950 HV, что свидетельствует об интенсивной пластической деформации тонкого поверхностного слоя, но быстро падает и на уровень ненаклепанного металла выходит на глубине всего лишь 0,4 мм, как и на лабораторных образцах,



испытанных при нагрузке 1000 Н и проскальзывании 10 %. Уменьшение глубины наклепа связано с тем, что при больших касательных напряжениях зона их максимальных значений и максимальных деформаций смещается ближе к поверхности, тонкий поверхностный слой быстро упрочняется и препятствует деформации нижележащих слоев. Формула (2) выводилась без учета упрочнения поверхностного слоя и для определения направляющего усилия на гребнях колес по глубине наклепа поверхностного слоя непригодна. Глубина наклепанного слоя 0,4 мм, однако, даже с учетом сильного наклепа слишком мала и заставляет усомниться в том, что боковое усилие на гребнях в эксплуатации сравнимо с вертикальной нагрузкой на колесо. Задиры на гребнях возникают не сразу, некоторое время идет процесс истирания поверхностных пленок, при котором λ не превышает 0,2 - 0,25. Поэтому, если бы направляющее усилие составляло несколько тонн, глубина наклепа достигала бы нескольких миллиметров. По-видимому, большое направляющее усилие на гребнях появляется только тогда, когда возникает задиры и коэффициент трения увеличивается до 0,5 - 0,6, но тогда уже поверхность приобретает большую твердость и деформация не может проникнуть на большую глубину. Другими словами, большое давление гребня колеса на рельс появляется только после увеличения коэффициента трения и возникновения задира и, следовательно, не может быть его причиной.

Заключение. Рассмотрены вопросы механики взаимодействия колеса и рельса и определено влияние нормальных и тангенциальных напряжений на контакт колеса и рельса, проведен анализ напряженно-деформированного состояния рельса и колеса для профилей ГОСТ и ДМеТИ при разных диаметрах и

комфортном взаимодействии, а также приведен анализ напряжения и деформации в контакте колеса – рельс при некомфортном взаимодействии, имеющем место в условиях эксплуатации.

Библиографический список

1. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: пер. с англ. У. Дж. Харрис и др. М.: Интекст, 2002. 408 с.
2. H. Tournay. Rail/Wheel Interaction from a Track and Vehicle Design Perspective. Proceedings of IHHA'99 STS-Conference on Wheel/Rail Interface. Moscow, 1999, V. 1, p. 41 - 57.
3. R. Harder. Creep Force - Creepage and Frictional Work Behaviour in Non-Hertzian Counter-formal Rail/Wheel Contacts. Proceedings of IHHA'99 STS-Conference on Wheel/Rail Interface. Moscow, 1999, V. 1, p. 207 - 214
4. R. Harder, L. Lemmy L. Meekisho, J. Jones, V. Rhoades. Generalized Approximation of Wheel-Rail Creep Forces and Contact Patch Frictional Work Using Neural Network Simulation. Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems Edited by Prof. I. Zobory. Budapest, July 1996.
5. Воробьев А.А. Совершенствование технологии восстановления колесных пар повышенной твердости: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: ПГУПС, 2005. 140 с.
6. Иванов И.А., Урушев С.В., Воробьев А.А. The problem of application of the railway wheels with the rised hardnes of the rim metal; Transport and engineering, seria 6, sejums 25 Riga: Izdevnieciba "RTU", – 2007. – s. 13-23.
7. Марков Д.П. Трибологические аспекты повышения износостойкости и контактно-усталостной выносливости колес подвижного состава: дис. ... докт. техн. наук. М.: ВНИИЖТ, 1996. 386 с.
8. Марков Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте // Труды ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2007. 408 с.

УДК 625.80:64

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАЛОГАБАРИТНОЙ МАШИНЫ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

В.Г.Зедгенизов¹, Д.В.Кокоуров², Л.В.Простакова³

Иркутский государственный технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83.

Определены рациональные режимы работы малогабаритной машины, которые характеризуются оптимальным коэффициентом распределения мощности двигателя между приводом рабочего органа и движителем. Показана эффективность настройки машины на рациональный режим работы.

Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 2 назв.

Ключевые слова: малогабаритная машина; сопротивление; распределение мощности; эффективность.

¹Зедгенизов Виктор Георгиевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительных дорожных машин и гидравлических систем, тел.: (3952)405134, e-mail: vigez@istu.edu

Zedgenizov Victor Georgievich, a doctor of technical sciences, a professor, the head of the Chair of Construction, Roadmaking Machinery and Hydraulic Systems, tel.: (3952)405134, e-mail: vigez@istu.edu

²Кокоуров Дмитрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры строительных дорожных машин и гидравлических систем, тел.: (3952)405134.

Kokourov Dmitrii Vladimirovich, a candidate of technical sciences, an associate professor of the Chair of Construction, Roadmaking Machinery and Hydraulic Systems, tel.: (3952)405134.

³Простакова Людмила Владимировна, аспирант, тел.: (3952)405134.

Prostakova Lyudmila Vladimirovna, a postgraduate, tel.: (3952)405134.