

## РАЗРАБОТКА РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ГОЛОВКИ РЕЛЬСА С НЕСИММЕТРИЧНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КАТАНИЯ

Исследовано влияние изменения формы головки рельса на контактные напряжения при взаимодействии колеса с рельсом. Предложена рациональная форма головки рельса для кривых участков пути, которая позволит уменьшить износ колес и рельсов.

The influence of rail head form variation on contact stresses in wheel-rail interaction was investigated. The advisable profile of the rail head for curved track, which will allow to reduce the wheel and rail wear, was chosen.

Известно, что условия работы рельсов в кривых участках пути гораздо сложнее, чем в прямых, поскольку при движении по кривой на головку рельса могут дополнительно действовать центробежные боковые усилия, а также силы вследствие набегания колеса передней по ходу движения колесной пары. Это приводит к усиленному износу боковой грани головки наружного рельса и развитию дефектов контактно-усталостного происхождения.

С уменьшением радиуса кривой боковые силы возрастают, и дефекты в рельсах развиваются интенсивнее. В результате менять рельсы приходится чаще. Поэтому в мире ведутся многочисленные исследования по разработке форм головок рельсов для наружных нитей кривых применительно к условиям работы в конкретных странах, регионах, на специализированных маршрутах перевозок [1 – 4]. Что касается специфических условий эксплуатации железных дорог в странах СНГ, наибольшее число работ выполнено в России [5 – 8].

На железных дорогах СНГ массово применяется рельс Р65 (ГОСТ 8161-75) [9]. Профиль головки данного рельса имеет коробовое очертание, состоящее из круговых кривых с радиусами 15 – 80 – 500 – 80 – 15 мм. Эти рельсы хорошо работают на прямых участках пути. В кривых малого радиуса при существующих осевых нагрузках и скоростях движения эти рельсы подвержены интенсивному боковому износу.

В настоящее время в Институте технической механики НАНУ и НКАУ ведутся исследования в области оптимизации профиля головки рельса, разработана серия новых форм головок рельсов для кривых, позволяющая существенно снизить боковой износ. В данной статье изложено описание одного из таких профилей, а именно – И23.

Одной из основных причин, снижающих срок службы рельсов, являются контактно-усталостные повреждения их головки (дефект 21 [10]). Для их предупреждения в работе [11] предлагается изменить форму верхней части головки новых рельсов для наружной нити кривых при их прокате на заводе с понижением поверхности в зоне 23 – 33 мм от оси симметрии рельса в сторону рабочей боковой грани на 1,0-1,5 мм. Такие профили головок рельсов уже реализованы в США, Канаде, Японии и других странах. Так, профили головки рельса типа 132RE (аналогичен нашему Р65) и 133lds имеют радиусы в середине головки рельса 254 мм, а на боковом закруглении – 9,5 мм. По данным канадских железных дорог такая мера повысила срок службы рельсов на 40%. Это также подтверждается результатами испытаний рельсов типа 132RE японского производства на экспериментальном кольце ВНИИЖТа.

При выборе новой формы профиля головки рельса для наружной нити криволинейных участков пути украинских железных дорог основными требованиями являлись обеспечение двухточечного контакта между колесом и

рельсом и снижение износа боковой поверхности головки рельса. При двухточечном контакте преобладающее воздействие от колес приходится на среднюю часть поверхности катания рельса и по сравнению с одноточечным контактом уровень контактного взаимодействия колес подвижного состава с зоной бокового закругления головки рельса существенно снижается.

Профиль И23 имеет увеличенную по сравнению со стандартным рельсом Р65 выпуклость в верхней части рабочей поверхности ( $R=250$  мм). Выбор такого радиуса позволяет уменьшить контактное взаимодействие колес подвижного состава с зоной бокового закругления головки рельса вследствие рассредоточения (со смещением к центру головки) мест приложения вертикальных нагрузок.

Радиус бокового закругления головки рельса выбирался из условия снижения бокового износа рельсов и обеспечения двухточечного контакта как с неизношенными, так и с типовыми изношенными стандартными колесами.

В результате рабочая часть нового профиля головки рельса И23 была образована круговыми кривыми с радиусами 11-55-250 мм, а его нерабочая часть соответствовала профилю рельса Р65 (рис. 1).

Теоретические исследования по созданию рационального профиля головки рельса основываются, как правило, на взаимодействии с новым профилем колеса, но, как известно, доля новых колес в эксплуатации очень мала [12]. Поэтому при расчетах по определению рациональных форм головок рельсов в данном исследовании учитывалось взаимодействие рельса с изношенным профилем колеса. Типовой изношенный профиль колеса получен путем усреднения 80 стандартных профилей колес с толщиной гребня 29 мм, измеренных лазерным профилометром в эксплуатации.

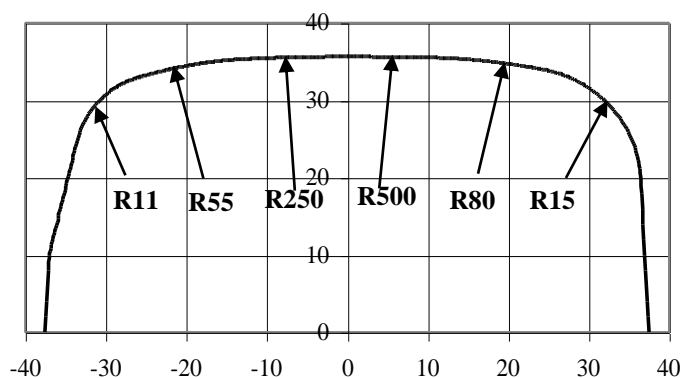


Рис. 1

При внедрении новых профилей головок рельсов необходимо быть уверенным, что предлагаемые решения не ухудшают напряженно-деформированного состояния (НДС) системы “колесо-рельс”. Исходя из этого, с помощью метода конечных элементов (МКЭ), были проведены расчеты контактного взаимодействия неизношенных и изношенных (толщина гребня 29 мм) стандартных колес с предлагаемым рельсом И23, а также для сравнения со стандартным рельсом Р65. Рассматривались четыре варианта контактной пары:

- а) рельс Р65 – стандартное неизношенное колесо;
- б) рельс И23 – стандартное неизношенное колесо;

в) рельс Р65 – стандартное колесо с типовым изношенным профилем (толщина гребня 29 мм);

г) рельс И23 – стандартное колесо с типовым изношенным профилем (толщина гребня 29 мм).

Определение эквивалентных напряжений методом конечных элементов требует достаточно больших вычислительных ресурсов, поэтому для оценки напряженно-деформированного состояния использовались усеченные расчетные схемы контактной пары “колесо-рельс” (рис. 2).

При расчетах НДС использовался материал с такими характеристиками: модуль Юнга  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па; коэффициент Пуассона  $\nu = 0,29$ ; плотность  $\rho = 7700$  кг/м<sup>3</sup>; условный предел текучести  $\sigma_t = 420$  МПа.

В качестве расчетных нагрузок приняты вертикальная и боковая силы, полученные в результате численного решения дифференциальных уравнений движения железнодорожного экипажа по кривой радиусом 300 м со скоростью 60 км/ч (табл. 1).

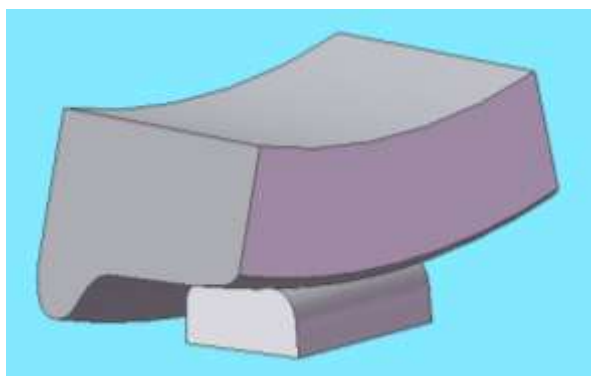


Рис. 2

Таблица 1

Контактная пара	Вертикальная сила, кН	Горизонтальная сила, кН
Р65 – неизношенное колесо	126,64	23,91
Р65 – типовое изношенное колесо	126,00	22,15
И23 – неизношенное колесо	127,37	25,17
И23 – типовое изношенное колесо	128,06	18,39

На рис. 3 показаны схема приложения сил и условия нагружения, принятые при проведении расчетов. Стрелки снизу головки рельса соответствуют усилиям от жесткой заделки (закрепление по всем трем направлениям), моделирующим в расчетной схеме крепление рельсов к шпалам. Вертикальные стрелки по ободу колеса – распределенная вертикальная статическая нагрузка. Горизонтальные стрелки на боковой поверхности обода характеризуют боковую силу.

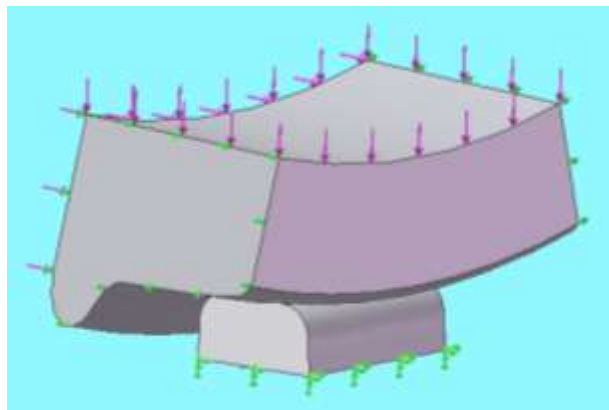


Рис.3

На рис. 4 изображена конечноэлементная сетка всей модели, предусматривающая сгущение сетки в зонах контакта. Такой прием, естественно, увеличивает размерность модели, однако он необходим для получения более достоверных результатов. Для анализа напряжений были выбраны схемы дискретизации приблизительно с 50000 объемных конечных элементов и 70000 узлов.

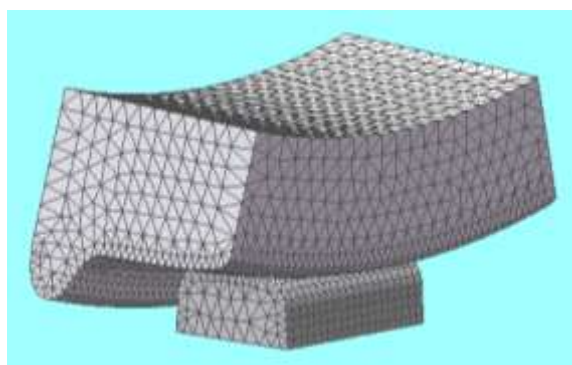


Рис. 4

Напряжения вычислялись по критерию Мизеса (критерию энергии формоизменения), который определяет момент истощения несущей способности сравнением величины эквивалентного напряжения с пределом текучести материала.

Эквивалентное напряжение  $\sigma_{\text{экв}}$  в некоторой точке рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}},$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения.

На рис. 5,6 показаны результаты расчета эквивалентных напряжений (по Мизесу) при заданных условиях нагружения для контактной пары «рельс – неизношенное колесо», а на рис. 7,8 – для контактной пары «рельс – типовое изношенное колесо».

Эпюры напряжений на этих рисунках представлены в виде изменения цветовой палитры: от синего цвета, соответствующего минимальному значению напряжений, до красного, соответствующего максимальному значению.

В табл. 2 представлены результаты расчета эквивалентных напряжений в системе “колесо-рельс” для четырех вариантов контактной пары.

Таблица 2

Контактная пара	Максимальное значение напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ , МПа		
	в середине головки	на боковом закруглении	в зоне гребневого контакта
Р65 – неизношенное колесо	820	1300	905
Р65 – типовое изношенное колесо	1030	1640	910
И23 – неизношенное колесо	600	1250	630
И23 – типовое изношенное колесо	1600	990	450

Таблица 3

Контактная пара	Отношение напряжений $\sigma_{\text{И23}} / \sigma_{\text{Р65}}$		
	в середине головки	на боковом закруглении	в зоне гребневого контакта
рельс – неизношенное колесо	0,73	0,96	0,70
рельс – типовое изношенное колесо	1,55	0,60	0,49

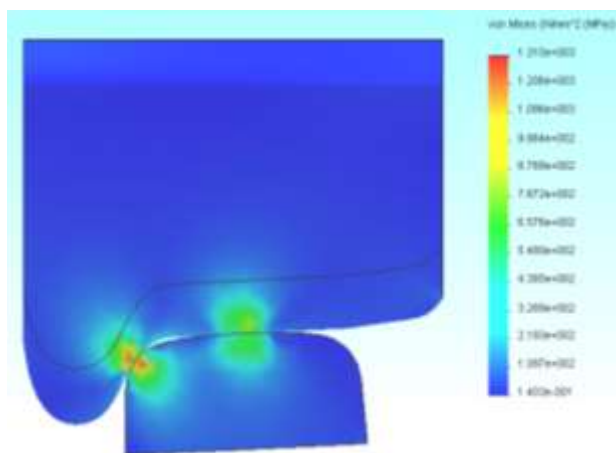


Рис. 5

Как видно из рис. 5 – 8, при взаимодействии рельса И23 с новым и изношенным стандартным колесом, в отличие от пары “рельс Р65 – стандартное колесо”, наибольшие эквивалентные напряжения возникают в центральной части головки рельса, что не критично, при этом в районе касания гребня колеса их значения в 1,5 – 2 раза меньше, чем в случае использования стандартного рельса Р65 (табл.3).

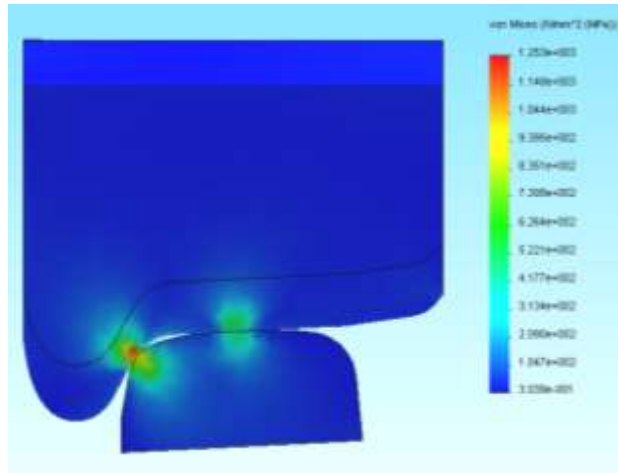


Рис. 6

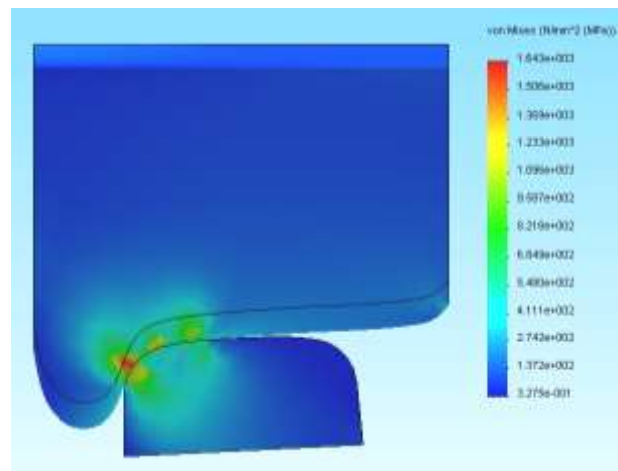


Рис 7

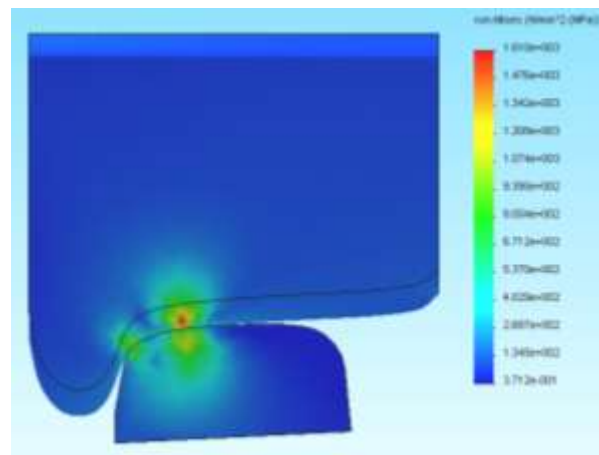


Рис. 8

При разработке рационального профиля рельса большое значение имеет анализ износа головки рельса при его взаимодействии с колесами различной степени изношенности. Результаты расчетов показателей износа (работ сил трения) наружных рельсов Р65 и И23 при вписывании груженого полувагона со стандартными неизношенными и изношенными колесами в кривую радиуса 300 м со скоростью 60 км/ч приведены в табл. 4.

Таблица 4

Профиль колеса	Профиль рельса	Работа сил трения, кН·м/м		
		Верхняя часть головки рельса	Выкружка	Зона контакта с гребнем колеса
Стандартный неизношенный	Р65	0,081	0	0,283
	И23	0,042	0	0,203
Стандартный с толщиной гребня 29мм	Р65	0,016	0	0,012
	И23	0,002	0,003	0

Из данных этой таблицы следует, что работа сил трения в зоне контакта с гребнем неизношенного и изношенного колеса при использовании рельсов с профилем И23 существенно ниже, чем при стандартных рельсах Р65, соответственно боковой износ головки рельса уменьшается.

Приведенные результаты показывают, что применение рельсов с профилем головки И23 в кривых малого радиуса является более предпочтительным, чем использование рельсов с профилем Р65 как с точки зрения уменьшения бокового износа, так и с точки зрения предупреждения образования и развития контактно-усталостных повреждений головки рельса.

1. Харрис У., Захаров С., Ландгрен Д., Турне Х., Эберсон В. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: Вопросы взаимодействия колеса и рельса. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
2. Schöch W. Асимметричное шлифование рельсов // Железные дороги мира. – 2006. – №1. – С. 69 – 74.
3. Magel E., Tajaddini A. Оптимизация профилей колес и рельсов // Железные дороги мира. – 2007. – №10. – С. 62 – 64.
4. Frick A., Larsson-Kraik P.-O. Шлифование рельсов на железных дорогах Швеции // Железные дороги мира. – 2007. – №4. – С. 75 – 78.
5. Крысанов Л.Г., Никулин А.Н., Джанполадова Л.А. Рельсы специального профиля для наружных нитей кривых участков пути // Вестник ВНИИЖТ. – 1992. – № 8. – С.8 – 11.
6. Шиладжян А.А. Совершенствование профилей рельсов для кривых и прямых участков пути и их эксплуатационные показатели // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 7. – С. 8 – 15.
7. Лысюк В.С., Желнин Г.Г., Шаранов С.Н. Повреждение рельсов и износ колес // Путь и путевое хозяйство. – 1997. – №6. – С. 4 – 8.
8. Мелентьев Л.П. Рельсы для кривых // Путь и путевое хозяйство. – 1986. – №8. – С. 23 – 25.
9. ГОСТ 8161-75. Рельсы железнодорожные типа Р65. Конструкция и размеры.
10. ЦП/0061. Класифікація і каталог дефектів і пошкоджень рейок. Затверджено наказом Укрзалізниці від 05.07.2000 р., № 18-ЦЗ.
11. Лысюк В. С., Желнин Г. Г., Кузнецов В. В. Как повысить надежность пути // Путь и путевое хозяйство. – 2002. – №4. – С. 8 – 14.
12. Лысюк В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов.– М.: Транспорт, 2002. – 215 с.

Институт технической механики  
НАН Украины и НКА Украины,  
Днепропетровск

Получено 27.02.08,  
в окончательном варианте 12.03.08