

Разработка улучшенного профиля колеса для грузового вагона. Теоретическое обоснование

А. М. ОРЛОВА¹, Р. А. САВУШКИН¹, В. И. ФЕДОРОВА²

¹ Публичное акционерное общество «Научно-производственная корпорация «Объединенная Вагонная Компания» (ПАО «НПК ОВК»), Москва, 115184, Россия

² Общество с ограниченной ответственностью «Всесоюзный научно-исследовательский центр транспортных технологий» (ООО «ВНИЦТТ»), Санкт-Петербург, 199106, Россия

Аннотация. В статье изложена разработанная методика проектирования профиля колеса и результаты ее применения для проектирования новой формы поверхности катания колеса для грузовых вагонов с осевой нагрузкой свыше 25 тс. В качестве исходных данных использованы результаты замеров колес вагонов модели 12-9853, установленных на тележки 18-9855, которые находились в подконтрольной эксплуатации.

Ключевые слова: профиль поверхности катания; железнодорожное колесо; грузовой вагон

Введение. Эксплуатационная надежность подвижного состава обеспечивается бесперебойной работой его наиболее ответственных частей. Одной из таких частей является колесная пара. В условиях роста нагрузок на ось и скоростей движения повышение износостойкости и сопротивления контактной усталости колес приобретает особое значение. Частично этот результат достигнут при использовании типового профиля по ГОСТ 10791–2011 с применением более эффективного рессорного подвешивания, как, например в тележках модели 18-9855, которые обеспечивают существенное снижение темпа износа гребня по сравнению с тележками 18-100 за счет повышения связанности боковых рам, более жестких допусков на изготовление литых деталей, обеспечивающих минимальные отклонения по ширине колеи (соседность) и параллельность колесных пар. Дальнейшее снижение темпов износов как поверхности катания, так и гребня может быть достигнуто за счет разработки нового профиля колеса.

Критерии оценки работоспособности профиля колеса. Мировая практика показала, что добиться повышения долговечности колес в эксплуатации можно путем применения специальной формы профиля, которая обеспечит более низкие контактные напряжения и силы крипа, вызывающие поверхностный износ.

Общую работоспособность взаимодействия колеса и рельса на макроуровне оценивают по таким показателям, как динамические качества (коэффициенты динамической добавки, рамные силы и т. п.) и воздействие на путь (вертикальные и боковые силы, действующие от колес на рельсы) вагона в прямых и кри-

вых участках пути при проходе стрелочных переводов. Также на макроуровне определяют и оценивают темпы износа поверхностей колеса и рельса, их соответствие межремонтным нормативам, долговечность до образования контактного выкрашивания. Расчетные и экспериментальные методы оценки этих показателей требуют моделирования движения вагона в целом одновременно с процессами, проходящими в контакте колес с рельсами, что делает эффективным их применение на этапе проверки готовых технических решений, но не на этапе проектирования профилей.

В процессе разработки нового профиля возможно использовать упрощенные критерии, основанные на геометрических характеристиках (таких как разность радиусов кругов катания, угол контакта, эквивалентная конусность), размерах пятен контакта и контактных давлениях, позволяющих предварительно оценить эффективность взаимодействия колеса и рельса с последующим подтверждением результата расчетами динамики движения вагона и износа его колес.

Разность радиусов кругов катания колес в колесной паре. Одним из наиболее показательных критериев, оценивающих свойство колесной пары проходить криволинейные участки пути без проскальзывания при ее поперечном перемещении относительно рельсов, а также извилистое движение колесной пары при движении по прямолинейным участкам является функция разницы радиусов кругов катания (РРКК) колесной пары.

РРКК для случая качения колесной пары без проскальзывания (рис. 1) [1] определяется по формуле

$$\Delta r = 2\gamma(y)y, \quad (1)$$

где y — поперечное перемещение колесной пары, отсчитываемое от ее центрального положения относительно рельсов, а γ — конусность поверхности катания колеса. У колес конической формы конусность в зоне поверхности катания колеса до контакта гребнем соответствует углу наклона профиля колеса и $\gamma(y) = \text{const}$, однако в общем случае конусность зависит от величины поперечного перемещения $\gamma(y)$.

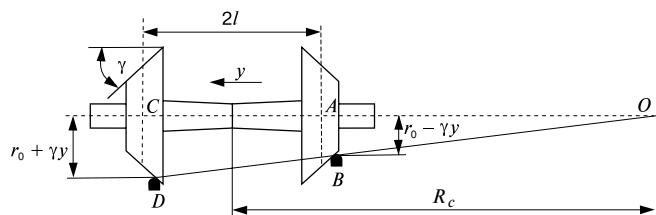


Рис. 1. Качение колесной пары в кривой без проскальзывания
 $OAB \sim OCD$, $(r_0 - \gamma y)/(R_c - l) \approx (r_0 + \gamma y)/(R_c + l)$, $y \approx r_0 l / R \gamma$
 (формула Редтенбахера)

Fig. 1. Rolling a wheelset in a curve without slippage
 $OAB \sim OCD$, $(r_0 - \gamma y)/(R_c - l) \approx (r_0 + \gamma y)/(R_c + l)$, $y \approx r_0 l / R \gamma$
 (Redtenbacher formula)

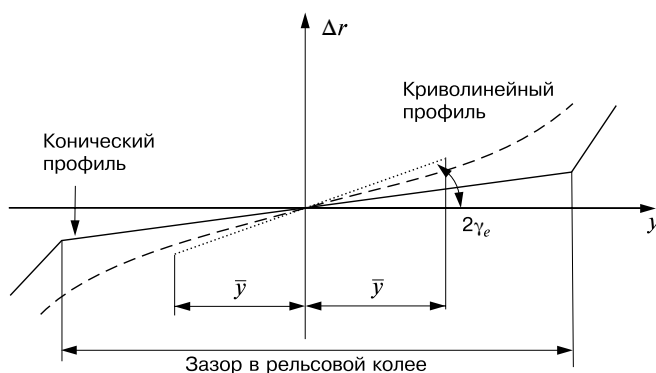


Рис. 2. Функция РРКК:

$\bar{y}$ — перемещение колесной пары; $2\gamma_e$ — эквивалентная конусность
 Fig. 2. Radii difference of tread lines (RDTL) function:
 $\bar{y}$ — motion of the wheelset; $2\gamma_e$ — equivalent conicity

Функция РРКК для профиля с конической и криволинейной формой поверхности катания (рис. 2) в общем случае зависит не только от формы профиля колеса, но и от формы профиля рельса, а также может изменяться в зависимости от угла набегания колеса на рельс.

Резкий скачок функции для конического профиля означает, что происходит контакт гребня с головкой рельса. Для криволинейных профилей колеса функция РРКК может изменяться плавно и без резких скачков. Для криволинейных профилей в пределах выбранного характерного бокового перемещения в рельсовой колее, которое обозначено на рисунке $\pm \bar{y}$ и примерно соответствует амплитуде извилистого движения колесной пары на прямом участке пути, принято вводить величину эквивалентной конусности γ_e , которая представляет собой усредненное значение конусности в пределах бокового перемещения на величину $\pm \bar{y}$ [2].

Вследствие изнашивания колес и рельсов чисто коническая форма поверхности катания колес сохраняется непродолжительное время. Поэтому по рекомендациям Международного союза железных дорог (МСЖД) [3] при определении динамических характеристик экипажей следует рассматривать только эквивалентную конусность колесных пар и считать $\bar{y} = 3$ мм.

Высокое значение конусности позволяет проходить кривые определенных радиусов без проскальзывания, но генерирует периодическое извилистое движение колесных пар на прямых участках пути, что может снизить комфорт и безопасность при движении с высокими скоростями. Низкая конусность улучшает динамические качества экипажей на прямых участках пути, но в кривых она способствует двухточечному контакту, приводящему к повышенному износу рельса и колеса вследствие разности скоростей скольжения на поверхности катания и на гребне [2].

В соответствии со стандартом [3] эквивалентная конусность для грузового подвижного состава не должна превышать 0,5 допускаемого значения для обеспечения устойчивости движения, так как при данном значении возникают интенсивные боковые колебания вследствие извилистого движения колесных пар в прямых, но в то же время она должна быть не менее 0,1 для создания центрирующих сил при прохождении кривых. Для колесных пар в эксплуатации эквивалентная конусность должна поддерживаться в диапазоне от 0,2 до 0,3 [2]. Профиль колеса, эксплуатируемый в России (ГОСТ 10791–2011, рис. Б.1), в неизношенном состоянии в сочетании с рельсом Р65 с подуклонкой 1:20 имеет эквивалентную конусность 0,05, а в приработанном состоянии 0,12 [4], что является предпосылкой для его дальнейшего совершенствования.

Форма, площадь пятна контакта и напряжения в пятне контакта. Профили колеса и рельса оказывают существенное влияние не только на движение колесной пары по рельсовому пути, но и на величины контактных напряжений и проскальзывания. Характер изнашивания и его интенсивность, а также контактная усталость поверхностного слоя металла, в свою очередь, определяются распределением напряжений и относительных проскальзываний на площадке контакта.

Задача контакта качения в системе «колесо — рельс», где упругие характеристики приняты одинаковыми как для колеса, так и для рельса, может быть представлена отдельно в виде нормальной и тангенциальной задачи. В нормальной задаче определяют размер и форму пятна контакта, а также распределение нормальных контактных напряжений. Предварительное решение в данном случае можно найти, используя статическую теорию Герца [5, 6], согласно которой при взаимодействии двух цилиндрических тел пятно контакта имеет эллиптическую форму с полуосями a и b в продольном (длина) и поперечном (ширина) направлениях соответственно. Отношение полуосей a/b зависит только от кривизны колеса и рельса. Размер пятна контакта зависит от нормальной силы N и не зависит от тангенциальной силы. Для решения этой задачи в случае пространственной

конфигурации пятен контакта применяют численные алгоритмы, такие как [7, 8, 9, 10, 11, 12].

Результаты решения нормальной задачи используются для нахождения решения тангенциальной, заключающейся в нахождении распределения касательных напряжений в зонах сцепления и проскальзывания контактной площадки [10, 11, 13].

Для снижения изнашивания рекомендуется уменьшать площадь пятна контакта между колесом и рельсом (при этом снижается проскальзывание), но в то же время для уменьшения контактных напряжений (повышения сопротивления контактной усталости) площадь пятна контакта должна быть увеличена, поэтому при разработке профиля необходимо найти рациональное значение площади пятна контакта.

Основываясь на теории износа Арчарда [14], можно сделать предположение, что изменение формы пятна контакта таким образом, чтобы длина пятна контакта была меньше его ширины ($a < b$), снижает проскальзывание в продольном направлении и, соответственно, изнашивание поверхности катания колеса. Однако это справедливо только для случая движения при скоростях ниже критической, которая также была оценена в работе на этапе математического моделирования движения вагона.

Разработка нового профиля поверхности катания колеса. Разработка профиля поверхности катания колеса для грузовых вагонов с увеличенной осевой нагрузкой (от 25 тс и выше), предназначенных для эксплуатации на железнодорожных путях с шириной колеи 1520 мм, состояла из четырех основных этапов: выбор исходных данных, подбор кривизны поверхности катания, подбор кривизны переходного участка к выкружке, подбор толщины гребня и радиуса выкружки в зоне перехода к поверхности катания.

Этап 1. Выбор исходных данных

Отправной точкой для проектирования профиля явился приработанный профиль колеса, полученный по результатам измерений в процессе подконтрольной эксплуатации полувагонов модели 12-9853 на тележках 18-9855 с осевой нагрузкой 25 тс [4, 15]. В этих работах показано, что после пробега порядка 65 тыс. км приработанные колеса имеют рациональный угол наклона гребня 68° (данный параметр определяется средне-сетевой формой бокового износа профиля головки рельса), при котором темп износа гребня становится минимальным. В то же время темп износа поверхности катания колеса постоянно увеличивается в зависимости от пробега и стабилизируется в максимальной точке при пробеге порядка 210 тыс. км.

Основной задачей для разработки колеса на базе изношенного профиля является подбор кривизны поверхности катания, обеспечивающей снижение темпов ее износа, одновременно с обеспечением плавного перехода пятна контакта с поверхности катания

на гребень при боковом перемещении колесной пары (желательный профиль должен обеспечить близкий к одноточечному контакт между колесом и рельсом по всей поверхности профиля).

На профиле были выделены характерные зоны: зона 1 (в области круга катания) определяет движение вагона на прямых участках пути; зоны 2 и 3 (переход к выкружке и выкружка в области перехода поверхности катания в гребень) — плавность смещения пятна контакта на гребень; зоны 4 и 5 (в области наружной части колеса) аналогичны типовым профилям по ГОСТ 10791–2011; зоны 6 и 7 (гребень колеса и выкружка гребня) определялись исходя из приработки с дальнейшим варьированием для соблюдения геометрии поверхности катания и толщины гребня.

Этап 2. Подбор кривизны поверхности катания

Вторым этапом была определена кривизна зон 1 и 2 (рис. 3) с условием, что форма пятна контакта должна быть вытянута поперек оси пути и контакт между колесом и рельсом должен быть согласован, чтобы при поперечном перемещении колеса относительно профиля рельса контакт не был двухточечным.

Кривизна зоны 1 подбиралась исходя из формы характерных профилей головок рельсов [16] как в новом состоянии, так и в изношенном (рис. 4), с разной наработкой тоннажа и лежавших на различных участках пути. Определено, что в зоне круга катания (± 20 мм) головка рельса имеет практически постоянную кривизну (радиус лежит в пределах от 495 до 505 мм).

В соответствии с рекомендациями [3] для обеспечения согласованной формы профилей радиус колеса в зоне 1 был выбран равным 500 мм на расстоянии ± 4 мм от круга катания. Конкретные точки перехода от зоны 1 к зонам 2 и 4 были уточнены далее по условию гладкости профиля.

Выбор кривизны зоны 2 был выполнен для обеспечения рациональной формы пятна контакта, обеспечивающей снижение износа.

Для определения размеров полуосей эллипса контакта a (вдоль рельса) и b (поперек рельса) и распределения давлений использованы зависимости, приведенные в работе С. П. Тимошенко [17]. Главные радиусы кривизны поверхностей при контакте по кругу катания: $R_{11} = \infty$, $R_{12} = 500$ мм — для рельса; $R_{21} = 475$ мм — для колеса (радиус колеса по кругу катания). Радиус кривизны профиля колеса R_{22} (зона 2, в соответствии с рис. 3) варьировался в диапазоне от -300 до -590 мм (знак минус говорит о вогнутой поверхности, а плюс — о выпуклой). Радиусам приписаны нижние индексы: первый по — номеру тела (1 — рельс, 2 — колесо), второй — по номеру главной плоскости (рис. 5). С учетом того что угол ψ между плоскостями поверхностей колеса и рельса, содержащими главные радиусы кривизны, равен нулю и $R_{11} = \infty$, формулы для полуосей эллипса принимают вид

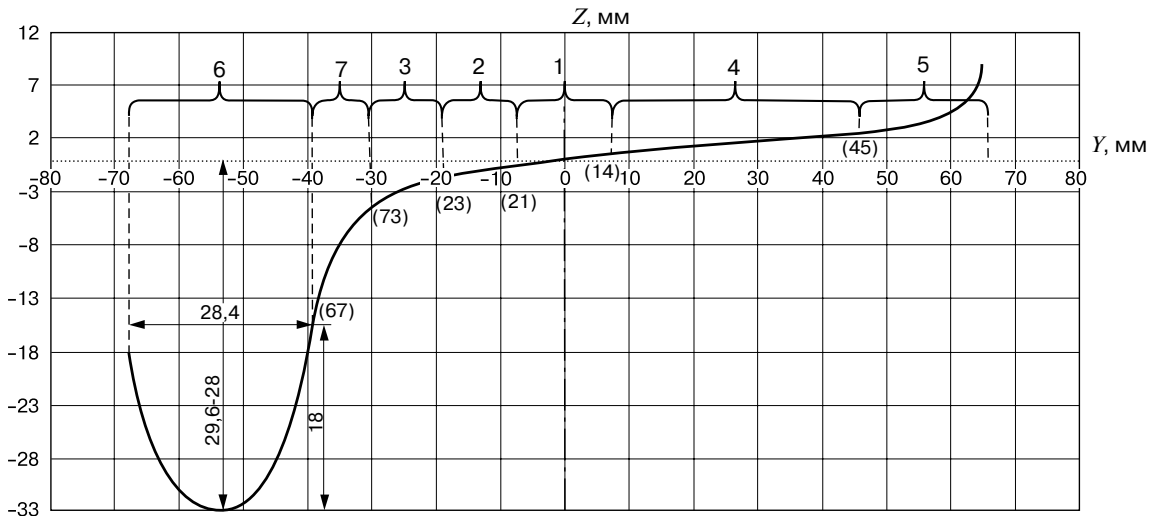


Рис. 3. Приработанный профиль поверхности катания с указанием зон для подбора кривизны и точек сопряжения зон: 1–7 — зоны

Fig. 3. Run-in profile of the rolling surface with indication of zones for the selection of curvature and points of junction of zones: 1 — zone in the field of a rolling circle; 2–3 — zones of transition to the throttle and the throttle in the zone of the transition of the rolling surface to the flange respectively; 4–5 — zones in the area of the outer part of the wheel; 6–7 — zones of the wheel flange and the flange throttle respectively

$$A + B = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}} \right]; \quad (2)$$

$$B - A = \frac{1}{2} \left[-\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}} \right]; \quad (3)$$

$$a = m^3 \sqrt{\frac{3\pi N(k_1 + k_2)}{4(A + B)}}; \quad (4)$$

$$b = n^3 \sqrt{\frac{3\pi N(k_1 + k_2)}{4(A + B)}}; \quad (5)$$

где $k_1 + k_2 = 2 \frac{1 - \mu^2}{\pi E} = 0,29 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$; $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ — модуль упругости материалов колеса и рельса; $\mu = 0,3$ — коэффициент Пуассона; N — нормальная сила в контакте, принятая 122,625 кН.

$$\cos \theta = \frac{B - A}{A + B}. \quad (6)$$

Максимальное давление в пятне контакта равно

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab}. \quad (7)$$

Пятно контакта имеет форму круга при $\theta = 90^\circ$ $\cos \theta = 0$, а следовательно $B - A = 0$. Такое пятно получается при $R_{22} = -330 \text{ мм}$. Кроме этого варианта, рассмотрены случаи, представляющие наибольший интерес ($R_{22} = -305 \dots -325 \text{ мм}$), когда пятно вытянуто поперек рельса и имеет явно выраженный пространственный характер.

По результатам расчетов были получены зависимости полуосей эллипса (рис. 6) и контактных давлений (рис. 7) от кривизны профиля колеса, которая получилась в паре с рельсом Р65 (в новом состоянии). Наибольший интерес представляет кривизна профиля колеса при значениях -315 , -320 и -325 мм . Этим значениям радиуса кривизны профиля соответствуют участки 1, 2 и 3 на рис. 7, где показана зависимость контактного давления от площади пятна контакта. Значения контактных давлений сравнивались с пределом временного сопротивления (пре-

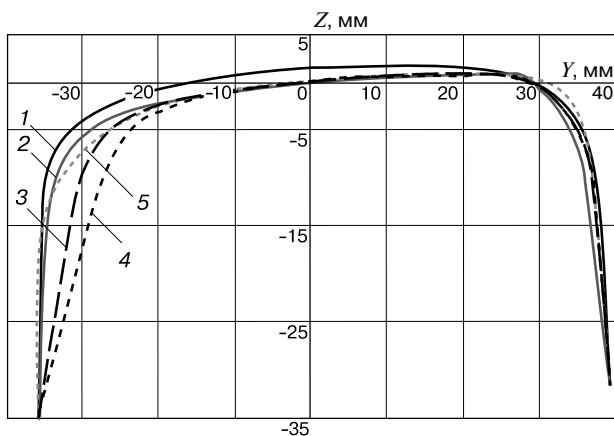


Рис. 4. Характерные профили рельсов с подуклонкой 1:20:

1 — новый рельс, без износов; 2 — с вертикальным износом головки рельса 2 мм; 3 — с вертикальным износом головки рельса 2,5 мм и 6 мм с боковым; 4 — с вертикальным износом головки рельса 2,5 мм и 10 мм с боковым; 5 — с вертикальным износом головки рельса 4 мм

Fig. 4. Typical rail profiles with canting 1:20:

1 — new rail, without wear; 2 — with vertical wear of the rail head 2 mm; 3 — with vertical wear of the rail head 2.5 mm and 6 mm with the side; 4 — with vertical wear of the rail head 2.5 mm and 10 mm with the side; 5 — with vertical wear of the rail head 4 mm

дел прочности) стали марки Т ($\sigma_b \geq 1020$ МПа) [18]. На участке 1 (радиус -315 мм) напряжения превышают предел временного сопротивления материала колеса, на участке 2 (радиус -320 мм) также присутствует превышение напряжений, что пагубно отразится на контактной усталости стали колеса, поэтому для следующего этапа работы выбран участок 3, которому соответствует кривизна зоны 2 (рис. 3) $R_{22} = -325$ мм.

Таким образом, по условию согласованности профилей колес и рельсов и снижения износов за счет вытянутой в поперечном направлении формы пятна контакта выбран радиус кривизны зоны 1 (500 мм) и зоны 2 (325 мм). Плавное сопряжение зон обеспечено координатами точек сопряжения (21) минус 7,5 мм; (14) минус 4 мм; (23) минус (7,5 + 11,9) мм.

Этап 3. Выбор геометрии гребня колеса

К подобранной на втором этапе форме поверхности катания, необходимо подобрать геометрию гребня (угол наклона к горизонтали, толщину и высоту, выкружку гребня). Так как у приработанного профиля [4, 15] высота гребня составила 29 мм, то при измерении абсолютным шаблоном этому соответствовал прокат колеса глубиной 1 мм, поэтому высота гребня была принята равной 28 мм в соответствии с ГОСТ 10791—2011 [18], а толщина гребня подбиралась исходя из правил построения профиля [3]. В результате был получен гребень, который имеет толщину 32,5 мм, высоту 28 мм, рациональный угол наклона гребня к горизон-

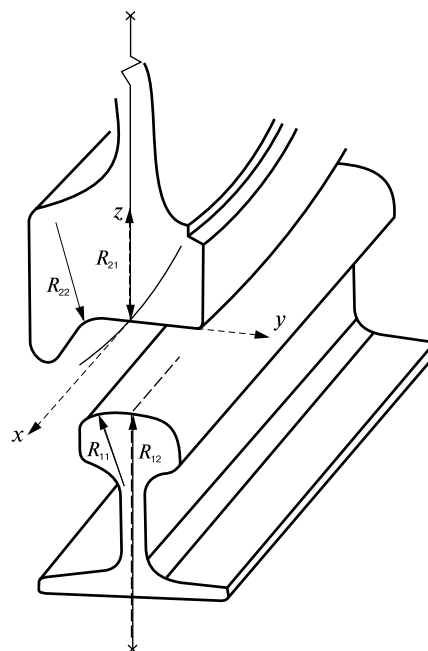


Рис. 5. Радиусы кривизны в системе «колесо — рельс»
Fig. 5. Curvature radii in the “wheel — rail system”

тали 68° и радиус выкружки гребня 17 мм, обеспечивающий плавный переход между гребнем и зоной 3.

Этап 4. Выбор геометрии зоны 3

Заключительным четвертым этапом была уточнена геометрия переходной зоны от выкружки гребня

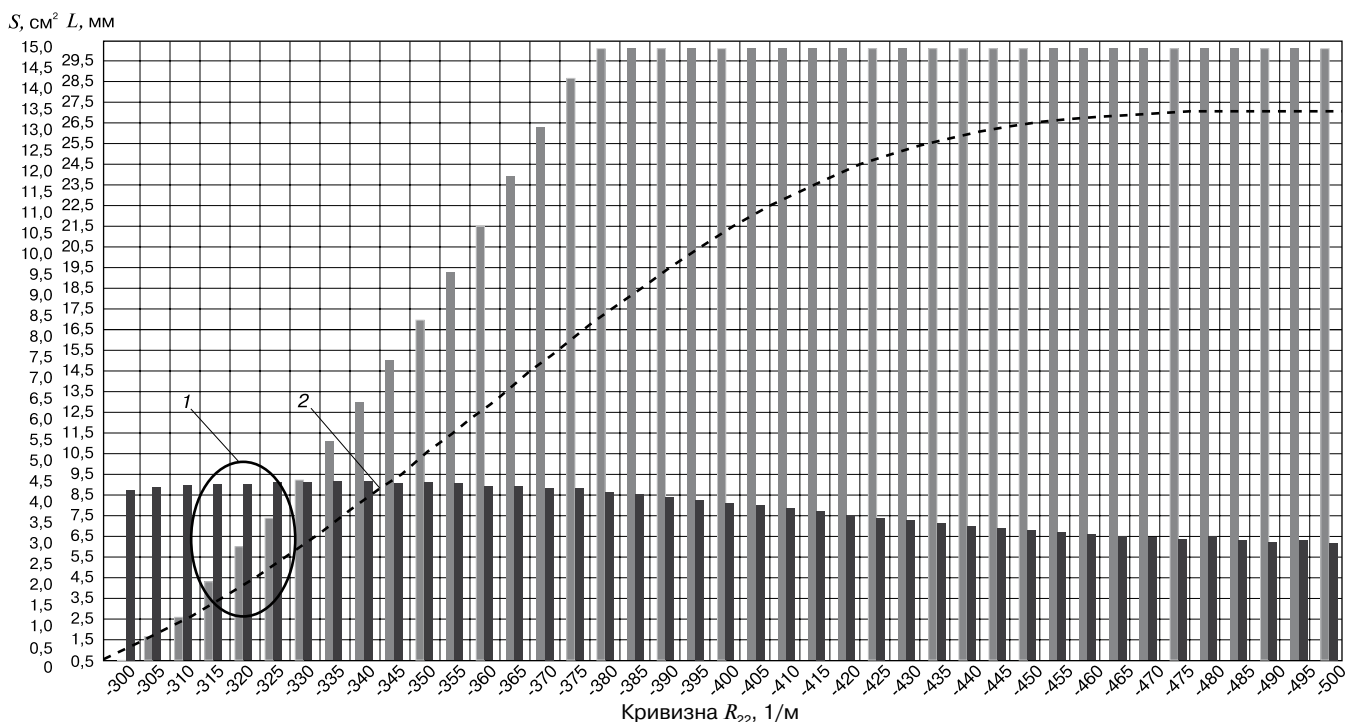


Рис. 6. График зависимостей полуосей эллипса a и b и площади пятна контакта в зависимости от кривизны поверхности катания колеса:
1 — область рассматриваемых значений; 2 — площадь пятна контакта; ■ — полуось a ; ■ — полуось b

Fig. 6. Dependency diagram of the axes of the ellipse a and b and the area of the contact spot depending on the curvature of the rolling surface of the wheel:
1 — range of values under consideration; 2 — area of the contact spot; ■ — semi-axis a ; ■ — semi-axis b

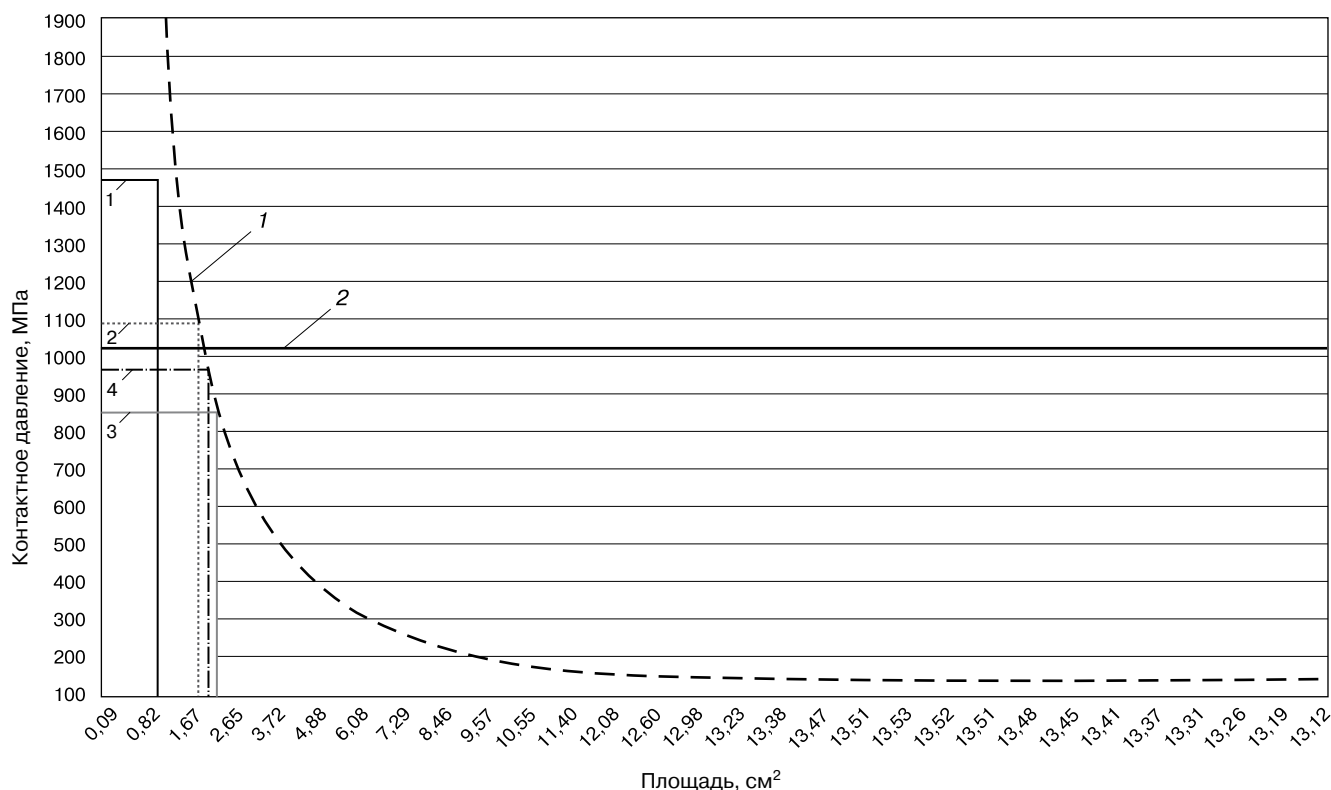


Рис. 7. График зависимости контактного давления от площади пятна контакта:
 участок 1 — при кривизне профиля колеса 315 мм; участок 2 — при кривизне 320 мм; участок 3 — при кривизне 325 мм;
 участок 4 — значение контактного давления колеса с профилем по ГОСТ 10791–2011 в паре с новым профилем головки рельса Р65;
 кривая 1 — контактные давления; кривая 2 — предел временного сопротивления стали марки Т

Fig. 7. Dependency diagram of contact pressure from contact spot area:
 section 1 — at the 315 mm curvature of the wheel profile; section 2 — at the 320 mm curvature; section 3 — at the 325 mm curvature;
 section 4 — value of contact pressure of the wheel with the profile according to the GOST 10791–2011 paired with the new profile
 of the P65 rail head; curve 1 — contact pressures; curve 2 — limit of the temporary resistance of steel grade T

к поверхности катания (зона 3). Расчеты функции РРКК и площади пятна контакта не показали их достаточной гладкости при поперечном перемещении колеса относительно рельса, поэтому было принято решение ввести дополнительную зону 3 между выкружкой гребня 7 и зоной 2 (рис. 3) для того, чтобы

выполнялось условие гладкости функции РРКК и форма пятна контакта была вытянута в поперечном направлении. В результате сглаживания радиус зоны 3 составил 87,5 мм.

Итоговая геометрия профиля колеса. Итоговый профиль колеса изображен на рис. 8.

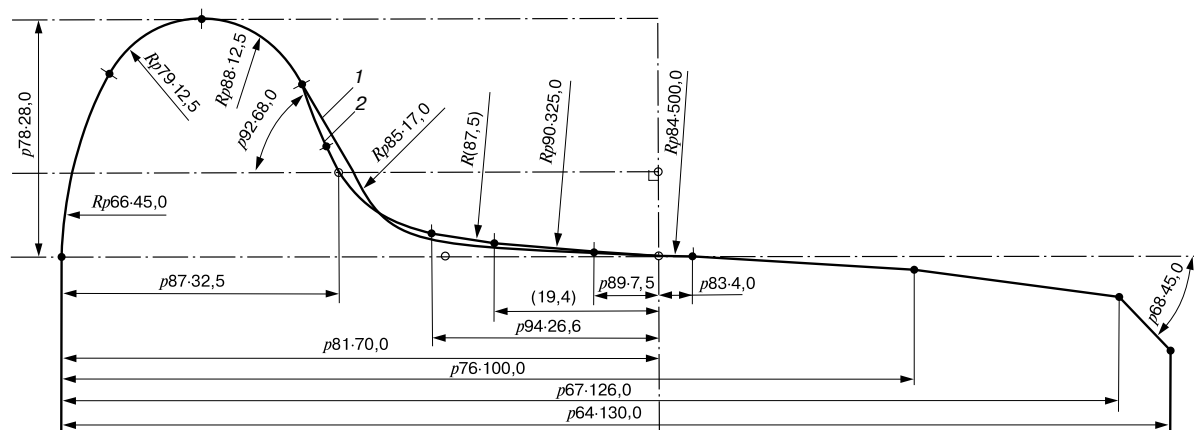


Рис. 8. Профиль поверхности катания колеса ВНИЦТТ в сравнении с профилем по ГОСТ 10791–2011 (рис. Б.1):
 1 — профиль по ГОСТ 10791–2011; 2 — профиль ВНИЦТТ

Fig. 8. Profile of the rolling surface of the VNITsTT wheel in comparison with the profile according to GOST 10791–2011 (fig. Б.1):
 1 — profile according to the GOST 10791–2011; 2 — VNITsTT profile

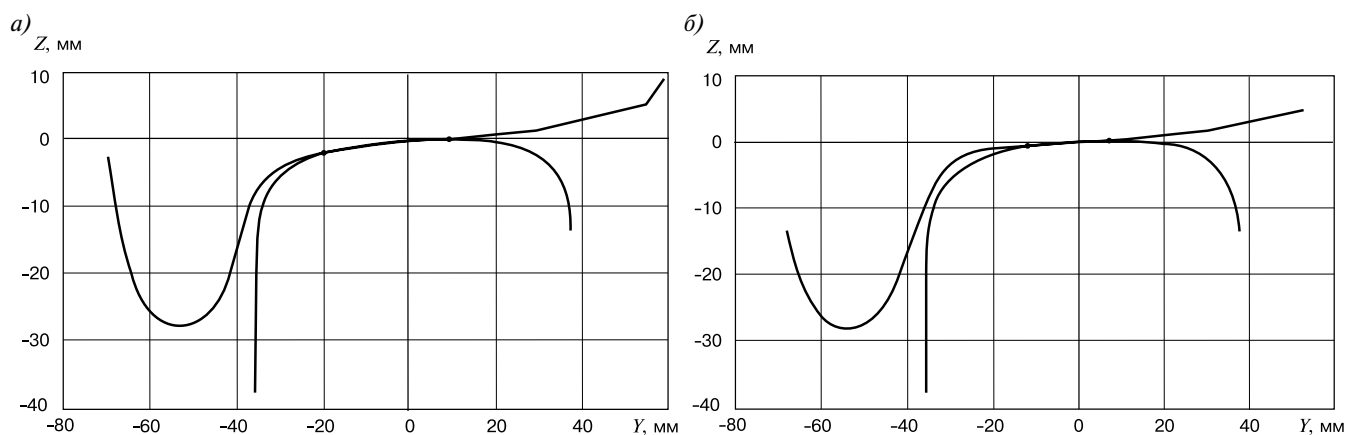


Рис. 9. Области контакта профиля рельса (Р65 подуклонка 1:20) с профилями колеса:

а — профиль ВНИЦТТ; б — профиль в соответствии с ГОСТ 10791–2011

Fig. 9. Areas of contact of the rail profile (P65 canting 1:20) with wheel profiles:

а — VNITsTT profile; б — profile according to the GOST 10791–2011

Полученный профиль (далее — профиль ВНИЦТТ) имеет криволинейную поверхность с тремя радиусами кривизны на поверхности катания, соответственно от круга катания к гребню: 500, 325 и 87,5 мм. Радиус выкружки гребня в сравнении с профилем по ГОСТ 10791–2011 увеличился на 2 мм и составил 17 мм. Угол наклона гребня — 68° , а толщина гребня — 32,5 мм. Часть поверхности катания колеса от круга катания до наружной части обода полностью соответствует ГОСТ 10791–2011 (рис. Б.1).

Для разработанного профиля построены РРКК, области контакта между колесом и рельсом, определена эквивалентная конусность в сравнении с профилем по ГОСТ 10791–2011 (рис. Б.1). Результаты представлены на рис. 9–13.

На данных рисунках показаны: зоны контакта колеса с рельсом (рис. 9), полученная при моделировании функция РРКК (рис. 10), области контакта колеса относительно рельса при перемещении в поперечном направлении (рис. 11), форма пятна контакта (рис. 12) и отношение полуосей эллипса (рис. 13).

Анализируя рис. 9, видим, что зона контакта колеса с профилем ВНИЦТТ относительно рельса смещена от центра к гребню и площадь контакта больше. Из рис. 10–13 видно, что для профиля ВНИЦТТ функция РРКК имеет плавные переходы от зоны поверхности катания до зоны выкружки, чего нельзя сказать про комбинацию профиля по ГОСТ 10791–2011 в паре с рельсом Р65. Эквивалентная конусность, рассчитанная в модуле RS GEO программного комплекса MEDYNA по предложенной методике, описанной в работах [19, 20], для профиля по ГОСТ 10791–2011 составила 0,05, а для профиля ВНИЦТТ — 0,22. В профиле по ГОСТ 10791–2011 присутствует выраженный двухточечный контакт, что видно из всех зависимостей, показанных на рис. 10–13, и пятно контакта менее вытянуто в поперечном направлении в сравнении с профилем ВНИЦТТ. В профиле ВНИЦТТ — непрерывное перемещение пятна контакта (одноточечный контакт) практически на всю ширину зазора в колее. Тем не менее при переходе с зоны выкружки на гребень присутствует двухточечный контакт.

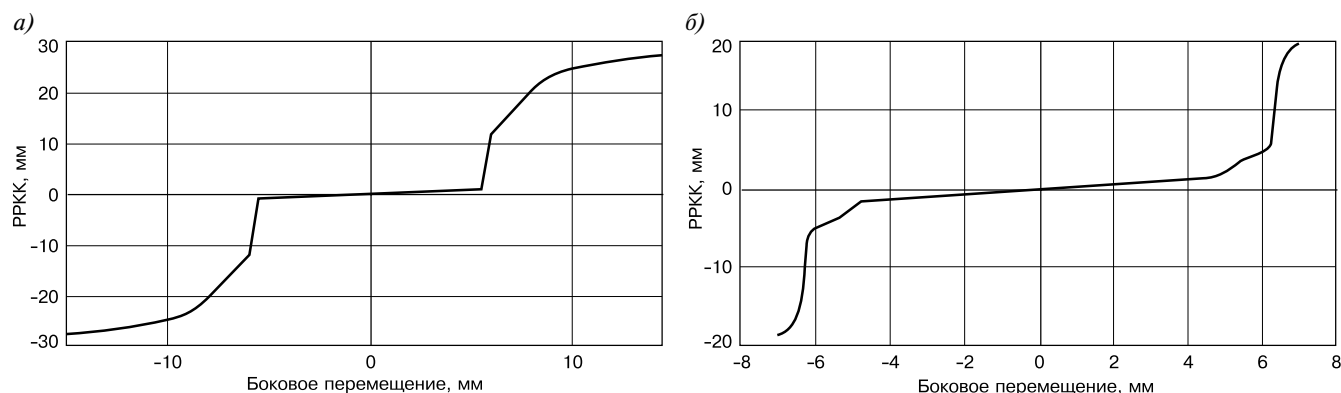


Рис. 10. Функция РРКК в зависимости от бокового перемещения:

а — профиль по ГОСТ 10791–2011 в паре с рельсом Р65; б — профиль ВНИЦТТ в паре с рельсом Р65

Fig. 10. RDTL function depending on lateral motion:

а — profile according to the GOST 10791–2011 paired with rail P65; б — VNITsTT profile paired with rail P65

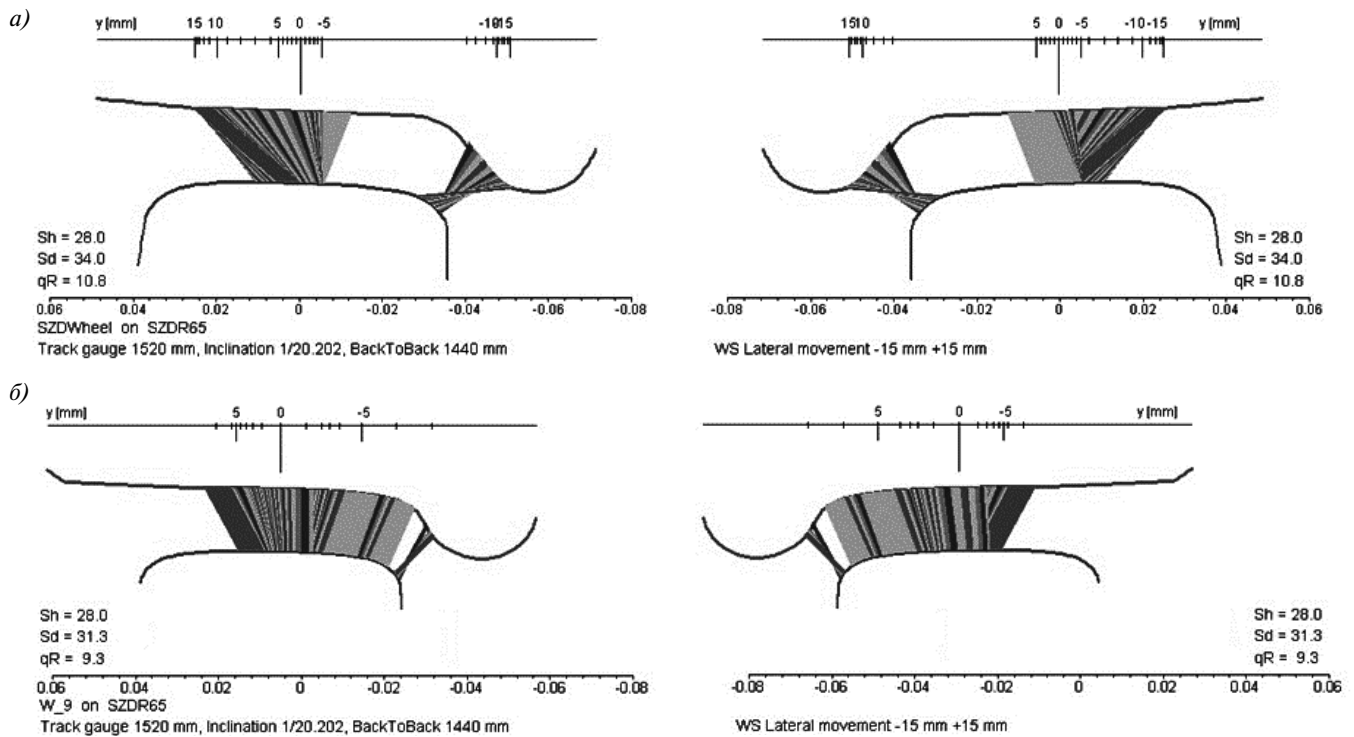


Рис. 11. Области контакта при перемещении колеса относительно рельса в поперечном направлении:
а — комбинация профиля ГОСТ 10791–2011 с рельсом P65; б — комбинация профиля ВНИЦТТ с рельсом P65
Fig. 11. Contact area when moving the wheel relative to the rail in the transverse direction:
а — combination of the GOST 10791–2011 profile with rail P65; б — combination of VNITsTT profile with rail P65

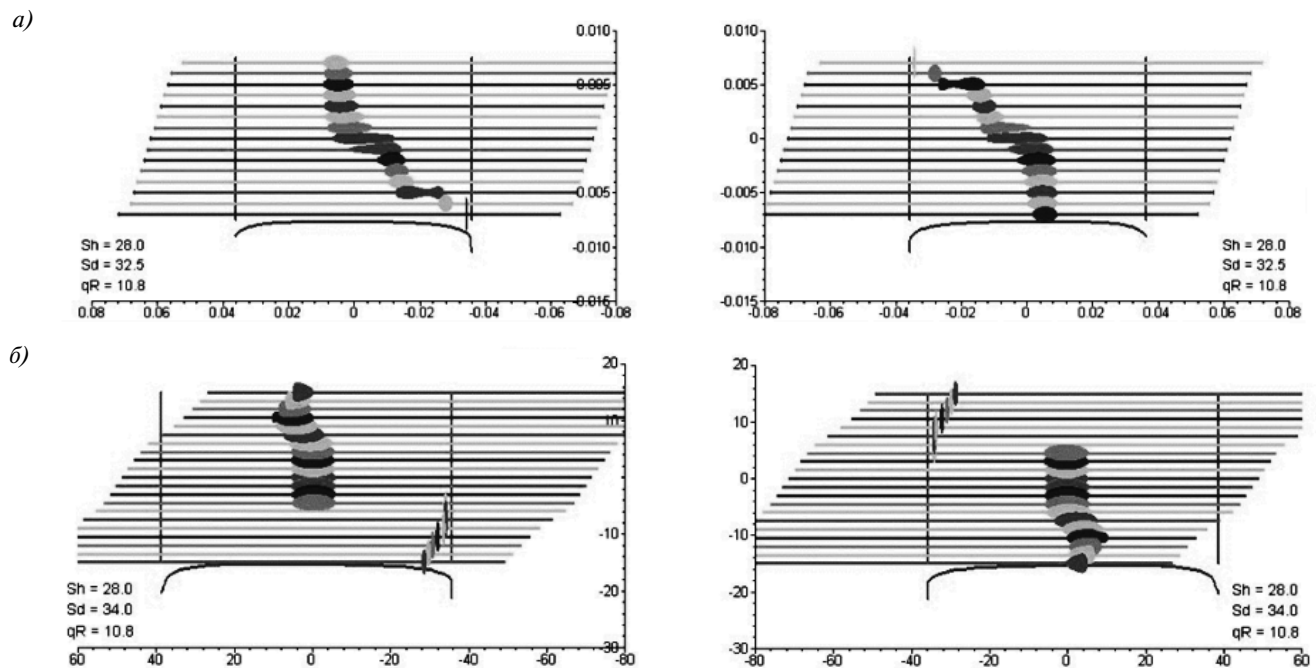


Рис. 12. Форма и положение пятна контакта при поперечном перемещении:
а — комбинация профиля ВНИЦТТ с рельсом P65; б — комбинация профиля ГОСТ 10791–2011 с рельсом P65
Fig. 12. Shape and position of the contact spot during lateral motion:
а — combination of VNITsTT profile with rail P65; б — combination of the GOST 10791–2011 profile with rail P65

Для различных участков рельсового пути в реальный момент времени регистрировались размеры пятна контакта и оценивались значения полуосей

эллипса a и b . Было установлено, что для профиля колеса ВНИЦТТ отношение полуосей a/b ниже (в 2–3 раза), чем для профиля по ГОСТ 10791–2011

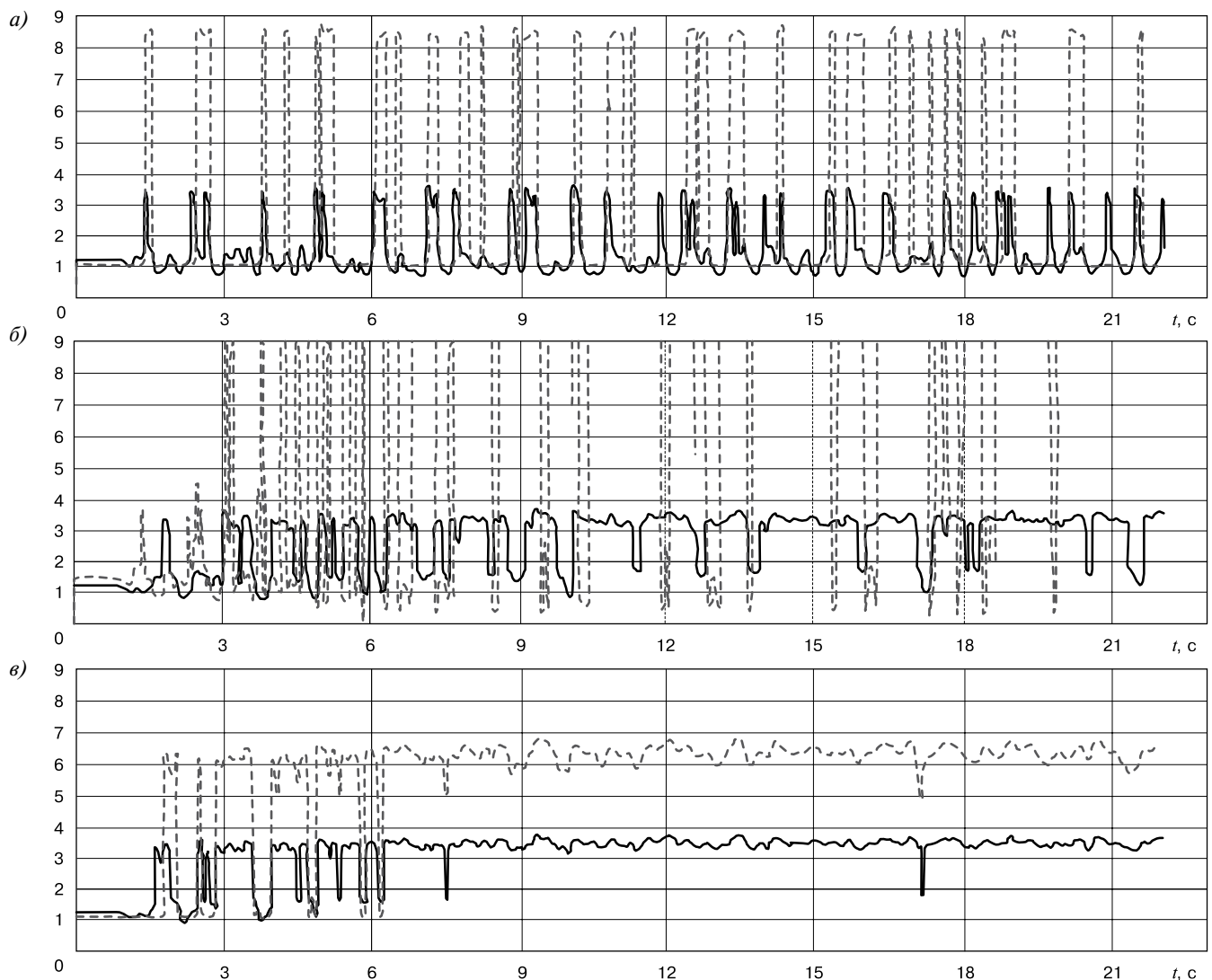


Рис. 13. Отношение полуосей эллипса (a/b) для набегающего колеса первой колесной пары на различных участках пути: a — на прямом участке пути; b — в кривой $R=650$ м; v — в кривой $R=350$ м; сплошная линия — профиль ВНИЦТТ (1 набег); пунктирная линия — профиль ГОСТ 10791–2011 (1 набег)

Fig. 13. Ratio of the semi-axes of the ellipse (a/b) for the rolling wheel of the first wheelset in different parts of the track: a — on a direct site of the track; b — in the curve $R=650$ m; v — in the curve $R=350$ m; solid line — VNITsTT profile (1 run); dotted line — the GOST 10791–2011 profile (1 run)

(рис. Б.1), рис. 13, что подтверждает решение одной из поставленных задач исследования.

Заключение. По результатам исследования была разработана методика, которая позволяет, основываясь на теоретических расчетах и экспериментальных наблюдениях, произвести выбор формы профиля колеса, согласованного с профилями рельсов.

Методика использована для разработки нового профиля колеса, отличающегося от профиля по ГОСТ 10791–2011 тем, что поверхность катания выполнена тремя сопряженными радиусами, соответственно от круга катания к гребню: 500, 325 и 87,5 мм. Радиус выкружки гребня у разработанного профиля — 17 мм, угол наклона гребня к горизонтали — 68° , а толщина гребня — 32,5 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: пер. с англ. / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн [и др.]. М.: Интекст, 2002. 408 с.
2. Shevtsov I.Y. Wheel/rail interface optimization // The Netherlands: Civil Engineering and Geosciences / Delft University of Technology. Delft, 2008. 218 p.
3. EN 13715:2006+A1. Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheels — Tread profile. Brussels, 2006.
4. Орлова А. М., Федорова В. И. Анализ существующей ситуации взаимодействия колес и рельсов. Постановка задач исследования: тезисы докладов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: материалы XI Междунар. науч.-техн. конф. (Санкт-Петербург, 6–10 июля 2016 г.). СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2016. С. 121–123.
5. Popov V. L. Contact mechanics and friction // Physical principles and applications. Berlin: Springer verlag, 2010. P. 55–71.

6. Сакало В. И., Коссов В. С. Контактные задачи железнодорожного транспорта. М.: Машиностроение, 2004. 496 с.
7. Ayasse J. B., Cholet H. Determination of the wheel rail contact patch for semi-Hertzian conditions // *Vehicle System Dynamics*. 2005. Vol. 43, no. 3. P. 161–172.
8. Cottaneo C. Sul contatto di due corpi elastici distribuzione locale degli sforzi, I, II, III // *Rendiconti della R. Accademia Nazionale dei Lincei*. 1938. Vol. 27, ser. 6, no. 7. P. 342–348; No. 9. P. 434–436; No. 10. P. 474–478.
9. Fromm H. Berechnung des schlupfes beim Rollen deformierbaren Scheiben // *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*. 1927. Bd. 7. H. 1. P. 27–58.
10. Kalker J. J. Wheel–rail wear calculation with the program CONTACT // *Contact mechanics and wear of rail/wheel system II* / Gladwell, Ghonem and Kalousek, Eds.; University of Waterloo. [S. l.], 1987. P. 3–26.
11. Kik W., Piotrowski J. A fast approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling. Paper, presented at Second mini-conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems (Budapest, July 29–31, 1996). [S. l.], 1996. P. 52–61.
12. Hossein Nia S., Casanueva C., Stichel S. Fast wear calculation for wheel profile optimization // *10th International conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems* (Colorado Springs, August 30 – September 3, 2015). [S. l.], 2015. P. 901–913.
13. Carter F. W. On the action of locomotive driving wheel // *Proceedings of Royal Society of London. Ser. A*. 1926. Vol. 112. P. 151.
14. Archard J. F. Elastic deformation and the laws of friction // *Proc. of the Royal Society of London. Ser. A. Mathematical and Physical Sciences*. 1957. Vol. 243, no. 1233. P. 190–205.
15. Орлова А. М., Федорова В. И. Теоретический расчет ресурса поверхности катания колес на основе экспериментальных

- наблюдений за вагонами модели 12-9853 на тележках 18-9855 с осевой нагрузкой 25 тс // *Известия ПГУПС*. 2017. Т. 14, вып. 4. С. 664–672.
16. Профильное шлифование рельсов / А. Ю. Абдурашитов [и др.]. М.: Транспорт, 2001. 79 с.
17. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости: пер. с англ. М.: Наука, 1975. 576 с.
18. ГОСТ 10791–2011. Колеса цельнокатанные. Техническое условие: дата введения 01.01.2012. М.: Стандартинформ, 2011. 32 с.
19. Mauer L. The modular description of the wheel to rail contact within the linear multibody formalism // *Advanced railway vehicle system dynamics* / eds.: J. Kisiowski, K. Knothe. Warsaw: Wydawnictwa Naukowe – Techniczne, 1991. P. 205–244.
20. Joly R. Study of transverse stability of a railway vehicle running at high speed. *Rail International*. 1972. Vol. 3, no. 2. P. 83–118.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

ОРЛОВА Анна Михайловна,

д-р техн. наук, заместитель генерального директора по научно-техническому развитию, ПАО «НПК ОВК»

САВУШКИН Роман Александрович,

канд. техн. наук, генеральный директор ПАО «НПК ОВК»

ФЕДОРОВА Вероника Игоревна,

аспирант, кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», ФГБОУ ВО ПГУПС; инженер-конструктор ДПХ, ООО «ВНИЦТТ»

Статья поступила в редакцию 21.06.2018 г., принята к публикации 28.08.2018 г.

Development of an improved wheel profile for a freight car. Theoretical justification

A. M. ORLOVA¹, R. A. SAVUSHKIN¹, V. I. FEDOROVA²

¹ Public Joint Stock Company “Research and Production Corporation “United Wagon Company” (PJSC “RPC UWC”), Moscow, 115184, Russia
² Limited Liability Company “Russian Research Center for Transport Technologies” (LLC “VNITsTT”), Saint Petersburg, 199106, Russia

Abstract. With the increasing loads on the axle and speeds, the increase in wear resistance and resistance to contact fatigue of the wheels is of particular importance. In part, this result was achieved using a standard profile according to GOST 10791–2011 with the use of more efficient spring suspension. A further reduction in the wear rate of both the rolling surface and the flange can be achieved by developing a new wheel profile.

The authors have developed a technique that allows, based on theoretical calculations and experimental observations, to make the choice of the shape of the wheel profile, consistent with the profiles of the rails. The results of measurements of the wheels of cars of the model 12-9853 installed on bogies 18-9855 were used as the initial data, which were under controlled operation. The profile development consisted of four main stages: the choice of baseline data, the choice of the curvature of the rolling surface, the choice of the curvature of the transition section to the throttle, and the choice of the flange thickness and radius of the throttle in the transition zone to the rolling surface.

The technique was used to develop a new wheel profile that differs from the profile according to GOST 10791–2011 in that the rolling surface is made with three conjugate radii, respectively from the wheel to the flange: 500, 325 and 87.5 mm. The flange throttle radius of the developed profile is 17 mm, the angle of inclination of the flange to the horizontal is 68°, and the thickness of the flange is 32.5 mm. A part of the wheel surface from the wheel to the outer part of the rim fully complies with GOST 10791–2011. Calculations showed that the contact zone of the wheel with the VNITsTT profile relative to the rail is shifted from

the center to the flange and the contact area is larger. It was found that for the VNITsTT wheel profile the ratio of the semi-axes of the ellipse of contact spots is lower than for the profile according to GOST 10791–2011.

Keywords: rolling surface profile; railway wheel; freight car

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-5-269-279>

REFERENCES

1. Kharris U. J., Zakharov S. M., Landgren J. *Obobshchenie pere-dovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: voprosy vzaimodeystviya kolea i rel'sa*. Moscow, Intext, 2002, 408 p.
2. Shevtsov I. Y. *Wheel/rail interface optimization*. The Netherlands. Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology. Delft, 2008, 218 p.
3. EN 13715:2006+A1. *Railway applications – Wheelsets and bogies – Wheels – Tread profile*. Brussels, 2006.
4. Orlova A. M., Fedorova V. I. *Analiz sushchestvuyushchey situatsii vzaimodeystviya kolea i rel'sov. Postanovka zadach issledovaniya. Tezisy dokladov*. Podvizhnoy sostav XXI veka: idei, trebovaniya, projekty: materialy XI Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf., Sankt-Peterburg, 6–10 iyulya 2016 g. Saint Petersburg, PGUPS Publ., 2016, pp. 121–123.
5. Popov V. L. *Contact mechanics and friction. Physical principles and applications*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, pp. 55–71.
6. Sakalo V. I., Kossov V. S. *Kontaknyye zadachi zheleznodorozhnogo transporta*. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2004, 496 p.
7. Ayasse J. B., Cholet H. *Determination of the wheel rail contact patch for semi-Hertzian conditions*. *Vehicle System Dynamics*, 2005, Vol. 43, no. 3, pp. 161–172.

8. Cottaneo C. *Sul contactto di due corpi elastici distribuzione locale degli sforzi, I, II, III*. Rendicontidella della R. Accademia Nazionale dei Lincei, 1938, Vol. 27, ser. 6, no. 7, pp. 342–348; no. 9, pp. 434–436; no. 10, pp. 474–478.

9. Fromm H. *Berechnung des schlupfes beim Rollen deformierbaren Scheiben*. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, 1927, Bd. 7, H. I, pp. 27–58.

10. Kalker J. J. *Wheel – rail wear calculation with the program CONTACT*. Contact mechanics and wear of rail/wheel system II. Gladwell, Ghonem and Kalousek, Eds.; University of Waterloo. [S. l.], 1987, pp. 3–26.

11. Kik W., Piotrowski J. *A fast approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling*. Paper, presented at Second mini-conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems, Budapest, July 29–31, 1996. [S. l.], 1996, pp. 52–61.

12. Hossein S., Casanueva C., Stichel S. *Fast wear calculation for wheel profile optimization*. 10th International conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems, Colorado Springs, August 30 – September 3, 2015. [S. l.], 2015, pp. 901–913.

13. Carter F. W. *On the action of locomotive driving wheel*. Proceedings of Royal Society of London, Ser. A, 1926, Vol. 112, p. 151.

14. Archard J. F. *Elastic deformation and the laws of friction*. Proceedings of the Royal Society of London, Ser. A. Mathematical and Physical Sciences, 1957, Vol. 243, no. 1233, pp. 190–205.

15. Orlova A. M., Fedorova V. I. *Teoreticheskiy raschet resursa poverkhnosti kataniya koles na osnove eksperimental'nykh na-*

blyudeniy za vagonami modeli 12-9853 na telezhkakh 18-9855 s osevoy nagruzkoy 25 ts. Proceedings of Petersburg Transport University, 2017, Vol. 14, iss. 4, pp. 664–672.

16. Abdurashitov A. Yu., Krysanov L. G., Kamenskiy V. B. *Profil'noe shlifovanie rel'sov*. Moscow, Transport Publ., 2001, 79 p.

17. Timoshenko S. P., Gud'er J. *Teoriya uprugosti* [Elasticity theory. English-Russian translation]. Moscow, Nauka Publ., 1975, 576 p.

18. GOST 10791–2011. *Wheels are all-rolled. Technical condition*. Moscow, Standartinform Publ., 2011, 32 p. (in Russ.).

19. Mauer L. *The modular description of the wheel to rail contact within the linear multibody formalist*. Advanced railway vehicle system dynamics, eds.: J. Kisilowski, K. Knothe. Warsaw, Wydawnictwa Naukowa – Techniczne Publ., 1991, pp. 205–244.

20. Joly R. *Study of transverse stability of a railway vehicle running at high speed*. Rail International, 1972, Vol. 3, no. 2, pp. 83–118.

ABOUT THE AUTHORS

Anna M. ORLOVA,

Dr. Sci. (Eng.), Deputy General Director on scientific and design development, PJSC “RPC UWC”

Roman A. SAVUSHKIN,

Cand. Sci. (Eng.), General Director PJSC “RPC UWC”

Veronika I. FEDOROVA,

Post-graduate, Department “Cars and car facility”, FGBOU VO PGUPS; Engineer-constructor of the DPKhCh, LLC “VNITsTT”

Received 21.06.2018

Accepted 28.08.2018

■ E-mail: vfedorova@tt-center.ru (V. I. Fedorova)

ДЕЛОВАЯ ИНФОРМАЦИЯ

ЭКСПРЕСС-ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Программное обеспечение (ПО) «Система экспресс-оценки коэффициента теплопередачи транспортных средств» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017618464 от 01.08.2017) разработано с целью оперативного получения и предоставления информации о соответствии теплотехнического состояния кабин машинистов локомотивов, кузовов изотермических и пассажирских вагонов, моторвагонного подвижного состава, скоростных поездов, а также вагонов метро и автофургонов требованиям НТД.

Область применения ПО

- при проведении предварительных, приемочных, периодических и типовых испытаний в соответствии с ГОСТ 33661–2015;
- при введении транспортного средства в эксплуатацию и проведении ремонта кузова в соответствии с ТУ на тип подвижного состава;
- при введении транспортного средства в эксплуатацию; периодически, но не реже одного раза в 6 лет; по требованию компетентных органов каждой стороны в соответствии с Соглашением о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах, предназначенных для этих перевозок (СПС).

Перспективы применения ПО

- переход от выборочного к сплошному контролю коэффициента теплопередачи кузова теплоизолированного транспортного средства;
- ведение онлайн электронного теплотехнического паспорта;
- помаршрутное и посезонное планирование энергопотребления;
- мониторинг энергетических потерь и их сокращение на 10–15 %;
- время проведения теплотехнических испытаний по определению величины коэффициента теплопередачи не более 6 ч.



Информация о разработке опубликована в журнале «Вестник ВНИИЖТ»: 2017, Т. 76, № 5; 2018, Т. 77, № 1; можно ознакомиться на сайте издания: <https://vestnik.vniizht.ru/jour>.

Контактная информация: АО «ВНИИЖТ» (<http://www.vniizht.ru/>), E-mail: naumenko.sergei@vniizht.ru; тел. +7(499)260-41-14.