

Трибология железнодорожной тележки

Д. П. МАРКОВ

Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»),
Москва, 129626, Россия

Аннотация. Рассмотрены физические основы движения колеса по рельсу, типы относительного движения контактирующих тел, трибологические характеристики, связывающие силовые и кинематические параметры тележки.

Классический расчет кинематических и динамических параметров движения железнодорожной тележки с определением положения ее центра поворота, мгновенных осей вращения колесных пар, величины и направления всех сил представляет сложную задачу даже в квазистатике. В работе представлен упрощенный метод, который позволил в пределах одной статьи объяснить, от чего зависят основные кинематические и силовые параметры движения тележки, такие как углы установки, зазоры между гребнями колес и рельсами, износы и контактные повреждения колес и рельсов.

Ключевые слова: проскальзывание; коэффициенты трения и сцепления; кривая крипа; колесная пара; железнодорожная тележка; углы установки; угол набегания; зазоры в рельсовой колее; износ; задиры; косые трещины

Движение колеса по рельсу. Проскальзывание. Условно движение колеса по рельсу можно представить как сочетание трех типов простых движений — качения, скольжения и верчения. Дать определение этим типам можно двумя способами — по разности скоростей перемещения их поверхностей в точке контакта и по разности скоростей перемещения точки или пятна контакта по контактными поверхностям. В соответствии с последним способом:

качение — относительное движение, при котором скорости перемещения пятна контакта по поверхности рельса и по поверхности колеса равны;

скольжение — относительное движение, при котором одна из скоростей перемещения пятна контакта по поверхности рельса или по поверхности колеса равна нулю;

верчение — относительное движение, при котором скорости перемещения пятна контакта и по поверхности рельса, и по поверхности колеса равны нулю, а скорость относительного движения точек на пятне контакта увеличивается пропорционально удаленности от одной, называемой центром верчения. (Термины «вращение», «верчение» и «кручение» применяются соответственно для характеристики движения тела в пространстве, относительного движения тел в контакте и движения частей тела при его деформировании.)

Акцентируем внимание на том, что скорости качения, скольжения и верчения выделяются из общего движения колеса по рельсу условно. ГОСТ 27674–88 [1] наряду с трением покоя, скольжения и качения выделяет в отдельный вид трение качения с проскальзыванием, отмечая тем самым, что этот тип движения и возникающий при этом вид трения имеет особенности, отличающие его от других типов движения и видов трения. Различные эффекты, такие как термические, износы, контактно-усталостные и деформационные, при качении с проскальзыванием существенно отличаются от таковых при простых типах движения. Например, при скольжении колеса по рельсу износ осуществляется путем среза неровностей и пропахивания срезанными и смятыми частичками царапин и бороздок на поверхностях трения, а при качении с проскальзыванием — за счет постепенного вытягивания и отшелушивания чешуек металла с поверхностей трения при многократном контактировании. Контактные-усталостные повреждения, возникшие при качении с проскальзыванием, при скольжении не только не развиваются, но и ликвидируются: где есть боковой износ — там нет выщербин, а где есть выщербины — там нет бокового износа [2]. От соотношения типов относительного движения зависит характер и интенсивность трибологических явлений и процессов (трения, износа, нагрева, пластической деформации, контактной усталости и др.).

Абсолютное значение скоростей качения, скольжения и верчения во многом определяет кинематику и динамику взаимодействия колес с рельсами (соотношение инерционных и гравитационных сил в кривых, частоту и амплитуду колебаний и вибрации колес и рельсов, зависимость коэффициента сцепления от скорости и др.). Но не менее важно их соотношение. Особенно большое теоретическое и практическое значение имеет отношение вектора скорости скольжения к модулю скорости качения, называемое *относительным проскальзыванием* или просто *проскальзыванием* и выражаемое обычно в процентах:

$$\bar{\Pi} = \frac{\bar{v}_c}{|v_{\text{кач}}|} 100 \%, \quad (1)$$

где $\bar{v}_c$ — вектор скорости скольжения в точке контакта; $|v_{\text{кач}}|$ — модуль скорости качения. Подчеркнем еще

раз, что качение с проскальзыванием является самостоятельным типом относительного движения тел, поэтому характеристику, вычисляемую по формуле (1), правильно называть проскальзыванием, а не относительной скоростью скольжения.

Качение с проскальзыванием колес по рельсам реализуется при нормальной эксплуатации как на прямых, так и на кривых участках пути. На поверхностях катания, включая кривые радиусом 200 м, проскальзывание не превышает 2 %, а в контакте боковой поверхности рельсов с гребнями колес — 6 %. В этих случаях вид износа поверхностей трения будет окислительным или чешуйчатым. Однако при нарушении норм эксплуатации доля качения на боковых поверхностях может в краткие моменты доходить до 100 %, а затем сменяться столь же кратковременным 100%-ым проскальзыванием, что приводит к образованию задиров и увеличению интенсивности износа в 100 и более раз, с 0,04–0,05 до 3–10 мм/10⁴ км. 100%-е проскальзывание имеет место также при недопустимых режимах торможения и тяги — юзе и пробуксовке, при которых возникает еще более жестокий тип катастрофического изнашивания — заедание, интенсивность изнашивания при котором в 10 тыс. раз выше нормальной (о типах катастрофического износа см. [3]).

Скорость относительного скольжения колеса по рельсу или рельса по колесу v_c в некоторой точке контакта, так же как и соответствующий тип относительного движения, можно определить двумя способами: как векторную разность скоростей контактных поверхностей в точке контакта или как векторную разность скоростей перемещения точек на пятне контакта по поверхностям рельса и колеса. За скорость качения принимается большая из скоростей движения центра колеса (равная скорости поезда) или движения пятна контакта по поверхности колеса (скорость вращения колеса). При таком выборе скоростей скольжения и качения направления векторов проскальзывания и силы трения совпадают. Скорость движения поезда (скорость центра колеса относительно рельса) и скорость вращения колеса (скорость точки на окружности относительно центра) близки, поэтому в большинстве случаев систему координат привязывают к неподвижному рельсу, а за скорость качения принимают скорость поезда $v_{\text{кач}} = v_n$. Тогда скорость скольжения равна

$$\bar{v}_c = \bar{v}_n - \bar{v}_k = \bar{v}_n - \bar{\omega}R, \quad (2)$$

где $\bar{v}_n$ — скорость поезда (или скорость движения центра колеса); $\bar{v}_k$ — линейная скорость точки на поверхности колеса в месте контакта (или взятая с обратным знаком скорость перемещения точки пятна контакта по поверхности колеса); $\bar{\omega}$ — окружная скорость вращения колеса; R — радиус колеса в точке контакта,

и проскальзывание равно

$$\bar{\Pi} = \frac{\bar{v}_n - \bar{\omega}R}{v_n} 100 \%. \quad (3)$$

Вектор скорости скольжения не зависит от выбора системы координат, лежит в плоскости, касательной к контактными поверхностям в точке касания, и может быть разложен на составляющие, одна из которых продольная $v_{c\parallel}$, направлена вдоль рельса, а вторая — поперечная $v_{c\perp}$, направлена под прямым углом к ней (рис. 1). Последняя разлагается на боковую v_{cb} и вертикальную v_{cv} . Поскольку направления скоростей скольжения и сил трения обычно известны, то вычисляются только абсолютные величины проскальзываний — продольного, поперечного, вертикального и бокового: $\Pi_{\parallel}$, $\Pi_{\perp}$, Π_v , Π_b . Результирующее проскальзывание в определенной точке контакта колеса с рельсом находится по формуле

$$\Pi = v_c / v_k = \left(\Pi_{\perp}^2 + \Pi_{\parallel}^2 \right)^{0.5} = \left(\Pi_b^2 + \Pi_v^2 + \Pi_{\parallel}^2 \right)^{0.5}. \quad (4)$$

Связь проскальзывания с силами трения. При изменении нагрузки, скорости, проскальзывания и других параметров сила трения между колесом и рельсом $F_{\text{тр}}$ не сразу устанавливается на новом уровне. Переходный период, в течение которого происходит стабилизация силы трения, в зависимости от состояния поверхностей и внешней среды может продолжаться от десятков до нескольких тысяч оборотов колеса [3]. Между установившимся значением силы трения и проскальзыванием существует довольно устойчивая феноменологическая зависимость, которую обычно изображают в виде зависимости коэффициента трения от проскальзывания (рис. 2). В память о первой теории упругого переползания контактирующих поверхностей Картера эту зависимость называют кривой крипа (от англ. «сreep» — «переползать»). Из общих представлений о строении трибоконтакта [4, 5] следует, что крип обусловлен смятием и сползанием в направлении касательной силы микровыступов одной поверхности по микровыступам другой.

Коэффициент трения при качении с проскальзыванием определяется так же, как коэффициенты трения покоя и скольжения, как отношение силы трения $F_{\text{тр}}$ к нормальной силе N . Коэффициент трения быстро возрастает в интервале проскальзываний от 0 до 2 %, к 3 % выходит на предельное значение $f_{\text{тр max}}$ и остается на этом уровне вплоть до проскальзывания 100 %. Если нет жесткой кинематической связи между силой трения и проскальзыванием, то при критическом проскальзывании $\Pi_{\text{кр}} \sim 2,5$ % колесная пара срывается в юз или начинает буксовать.

В отличие от теоретической кривой Картера наклон начального участка феноменологической кривой, опре-

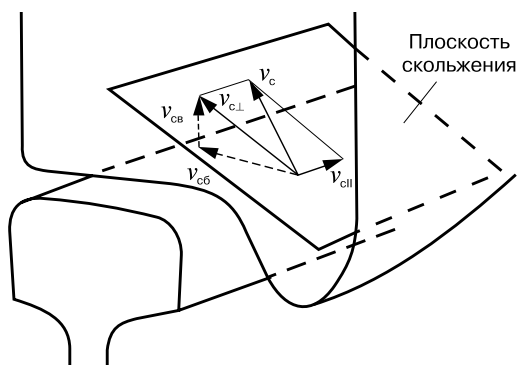


Рис. 1. Векторная диаграмма составляющих скорости скольжения v_s в одной из точек контакта колеса с рельсом: v_{sL} — продольная скорость скольжения колеса по рельсу; v_{sB} — поперечная скорость скольжения колеса по рельсу; v_{sv} — боковая скорость скольжения колеса по рельсу; v_{sv} — вертикальная скорость скольжения колеса по рельсу

Fig. 1. Vector diagram of sliding speed components v_s in one of the contact points of wheel with the rail: v_{sL} — longitudinal sliding speed of the wheel along the rail; v_{sB} — transverse sliding speed of the wheel along the rail; v_{sv} — lateral sliding speed of the wheel along the rail; v_{sv} — vertical sliding speed of the wheel along the rail

деляемый коэффициентом крива $k = f_{\text{тр max}} / P_{\text{кр}}$, зависит от предельной силы трения $F_{\text{тр max}}$, а критическое проскальзывание остается неизменным $P_{\text{кр}} \approx 2,5\%$. Такой характер зависимости силы трения от проскальзывания наблюдался многими исследователями как в лабораториях, так и в эксплуатации, при различных нагрузках, направлениях проскальзывания, скоростях движения, величине и соотношении твердостей, формах и размерах контактирующих тел и даже при подаче песка и обильном смазывании [2, 3, 6, 7, 8, 9].

С целью упрощения расчетов зависимости силы трения от проскальзывания обычно разбивают на две зоны: зону крива $0 < P < 2\%$ и зону скольжения $3\% < P < 100\%$. Принимают, что в зоне крива сила трения возрастает приблизительно пропорционально проскальзыванию: $F_{\text{тр}} = kPN$, где $k = f_{\text{тр max}} / P_{\text{кр}} \approx f_{\text{тр max}} / 2$ — коэффициент крива, $f_{\text{тр max}} = F_{\text{тр max}} / N$ — максимальный коэффициент трения. Для оценки силы трения в зоне крива можно использовать формулу

$$F_{\text{тр}} = 0,5PF_{\text{тр max}} = 0,5Pf_{\text{тр max}}N. \quad (5)$$

В зоне скольжения сила трения постоянна:

$$F_{\text{тр}} = Nf_{\text{тр max}} = \text{const}. \quad (6)$$

Считается, что предельная сила трения $F_{\text{тр max}}$ равна силе трения скольжения $F_{\text{ск}}$. Однако, если превышено критическое давление задира, механизм изнашивания резко меняется и коэффициент силы трения скольжения $f_{\text{тр}}$ может мгновенно возрасти до 1 и более [3].

Проскальзывания и силы на колесах тележки. Обычно анализ движения тележки начинают с рассмотрения сначала движения колеса, колесной пары, затем тележки и вагона [2, 7, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20,

21, 22, 23, 24, 25]. Однако понять общие принципы движения тележки в кривой легче, если начать с простейшей двухколесной модели (рельсового велосипеда).

Двухколесная тележка. Положение двухколесной тележки в кривой определяется четырьмя силами (рис. 3): направляющей F_n , возникающей при упоре гребня направляющего колеса в наружный рельс, силы непогашенного ускорения $F_{\text{нп}}$ (суммы гравитационных и инерционных сил), силы трения $F_{\text{тр}}$ на заднем колесе тележки и силы тяги F_t . Будем считать, что оси колес параллельны и угол установки тележки $\gamma_{\text{ут}}$ равен углу набегания направляющего колеса на рельс γ_n .

Движение двухколесной тележки с равновесной скоростью ($v = v_p$, $F_{\text{нп}} = 0$). Поскольку $F_{\text{нп}} = mv_p^2 / R_n - mg \sin(\alpha) = 0$, то равновесная скорость равна

$$v_p = (gR_n \sin(\alpha))^{0,5}, \quad (7)$$

где $R_n = R_1$ — радиус пути; g — гравитационная постоянная; α — угол скатывания.

В кривой $R_n = 300$ м даже с предельным возвышением наружного рельса 150 мм ($\sin(\alpha) = 150 / 1540 \approx 0,1$) $v_p \approx 17$ м/с ≈ 60 км/ч. Это небольшая скорость даже для грузовых поездов, поэтому допустимая скорость движения рассчитывается с учетом положительного непогашенного бокового ускорения до $0,7-1,2$ м/с² [24].

В положении установившегося динамического равновесия поперечные силы трения $F_{\text{тр} \perp}$ на заднем колесе должны быть равны 0, а сила сопротивления качению заднего колеса направлена вдоль оси тележки. Это достигается, когда заднее колесо катится по окружности радиусом R_2 , касательная к которой в точке его опоры направлена вдоль оси тележки. Отклонение заднего колеса в ту или иную сторону вызовет появление боковой силы трения, возвращающей заднее колесо на окружность R_2 . Положение тележки относительно рельса определяется углом набегания направляющего колеса на рельс γ_n и зазором между гребнем заднего колеса и рельсом $\delta_{\text{гз}}$. Угол набегания направляющего колеса на рельс при движении двухколесной тележки с равновесной скоростью равен (в радианах)

$$\gamma_n = \gamma_{\text{ут}} = L_t / R_1 \approx L_t / R_n, \quad (8)$$

где L_t — расстояние между осями колес тележки (база тележки).

Зазор между гребнем заднего колеса и рельсом равен расстоянию между окружностями R_1 и R_2 , по которым двигаются колеса (переднее и заднее):

$$\begin{aligned} \delta_{\text{гз}} &\approx R_1 - R_2 = R_1 - (R_1^2 - L_t^2)^{0,5} \approx \\ &\approx R_n - (R_n^2 - L_t^2)^{0,5} \approx 1,1L_t / R_n. \end{aligned} \quad (9)$$

Движение двухколесной тележки с неравновесной скоростью ($v \neq v_p$, $F_{\text{нп}} \neq 0$). В кривой на заднее колесо тележки

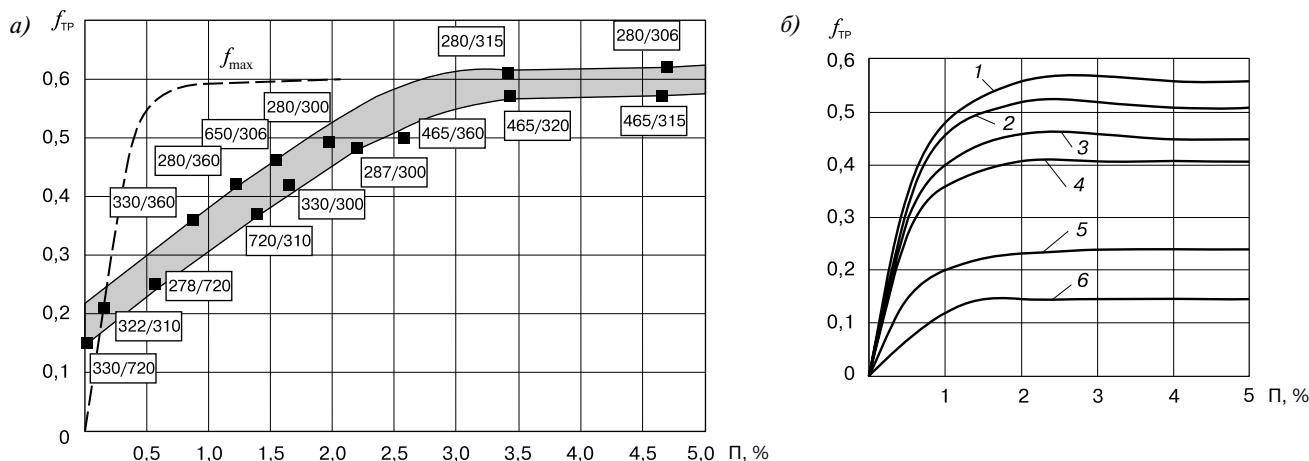


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от проскальзывания:

a — лабораторных образцов при давлении 780 МПа (пунктирная кривая — зависимость Картера) [3]. В числителе твердость HV_{10} верхнего ролика, в знаменателе — нижнего; *b* — колес на колесно-рельсовом стенде: 1 — поверхности сухие с песком; 2 — сухие обезжиренные; 3 — сухие чистые; 4 — с водой и песком; 5 — чистые с водой; 6 — смазанные [6]

Fig. 2. Dependence of friction coefficient on slipping:

a — laboratory samples at a pressure of 780 МПа (dotted curve — Carter's dependence) [3]. In the numerator the hardness HV_{10} of the upper roller, in the denominator — the lower roller; *b* — wheels on a wheel-rail bench: 1 — dry surfaces with sand; 2 — dry de-oiled surfaces; 3 — dry clean surfaces; 4 — surfaces with water and sand; 5 — surfaces clean with water; 6 — oiled surfaces [6]

начинает действовать сила центростремительного ускорения, и тележка занимает новое положение установившегося динамического равновесия, разворачиваясь на угол набегания, при котором сумма моментов всех сил относительно точки приложения направляющего усилия снова должна стать равна 0. Поскольку $\cos \gamma_n \approx 1$, сила тяги направлена практически вдоль оси тележки и создаваемый ею момент можно не учитывать. После установки тележки в новое равновесное положение момент силы трения на заднем колесе относительно точки упора гребня направляющего колеса в рельс должен быть равен моменту силы непогашенного ускорения:

$$F_{np} L_T / 2 = F_{тр\perp} L_T \text{ или } F_{np} = 2F_{тр\perp}. \quad (10)$$

Обе силы зависят от массы тележки: $F_{np} = a_{np} = m\Delta v^2 / R_n - mg \sin \alpha$ и $F_{тр\perp} \approx f_{тр\max} mg \cos \alpha$, где α — угол наклона пути; a_{np} — непогашенное ускорение; Δv — приращение скорости. Учитывая (5), $F_{тр\perp} \approx 0,5\Pi f_{тр\max} mg \cos \alpha = 0,5 \cdot 100 \Delta \gamma_n f_{тр\max} mg \cos \alpha$, а с учетом (10) $a_{np} = mv^2 / R_n - mg \sin \alpha = 4 \cdot 0,5 \cdot 100 \Delta \gamma_n f_{тр\max} mg \times \cos \alpha$, откуда

$$a_{np} = 2 \cdot 100 \Delta \gamma_n f_{тр\max} mg \cos \alpha; \quad (11)$$

$$v = v_p + \Delta v = (g R_n \sin(\alpha))^{0,5} + [g R_n (2 \cdot 100 \Delta \gamma_n f_{тр\max} \cos \alpha + \sin \alpha)]^{0,5}. \quad (12)$$

Повышение скорости приводит к увеличению силы непогашенного ускорения и уменьшению зазора между гребнем заднего колеса и рельсом $\delta_{гз}$ и угла

набегания γ_n . Угол набегания принимает минимальное значение, равное половине равновесного, когда заднее колесо прижимается к наружному рельсу (хордовое положение):

$$\gamma_n^{\min} \approx 0,5(L_T / R_n). \quad (13)$$

Установившийся угол набегания при движении тележки с базой $L_T = 1,85$ м в кривой $R = 180$ м с равновесной скоростью равен $\gamma_n \approx 1,85/180 = 0,0103 \text{ рад} = 0,59^\circ$, что соответствует боковому проскальзыванию $\Pi_6 = (1,85/180)100 \approx 1\%$, а зазор между гребнем заднего колеса и рельсом $\delta_{гз} = 9,5$ мм. В кривой $R = 300$ м

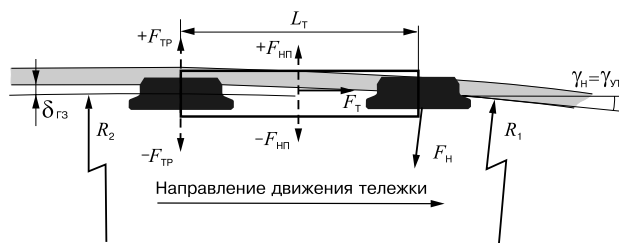


Рис. 3. Положение тележки и силы, действующие на нее при движении в кривой с постоянной скоростью:

$\gamma_{ит}$ — угол установки тележки; γ_n — угол набегания направляющего колеса на рельс; L_T — база тележки; R_1, R_2 — радиусы кривых движения первого и второго колес; $\delta_{гз}$ — зазор между гребнем второго колеса и рельсом; $F_{тр}$ — сила трения; $F_{цп}$ — сила непогашенного ускорения; F_n — направляющее усилие

Fig. 3. Position of the bogie and the forces acting on it when moving in a curve with a constant speed: $\gamma_{ит}$ — angle of installation of the bogie; γ_n — angle of the guide wheel on the rail; L_T — base of the bogie; R_1, R_2 — radii of the movement curves of the first and second wheels; $\delta_{гз}$ — gap between the flanges of the second wheel and the rail; $F_{тр}$ — frictional force; $F_{цп}$ — force of the unimpeded acceleration; F_n — directional force

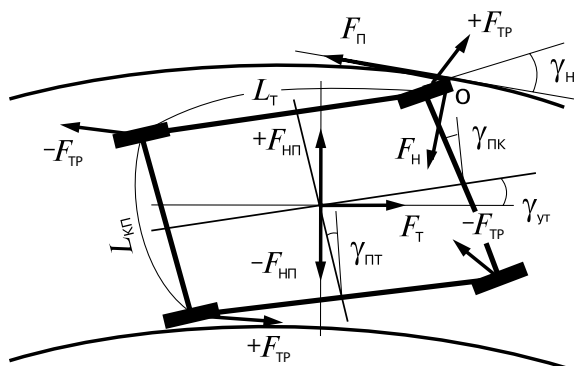


Рис. 4. Углы и силы без учета вертикальных сил при движении двухосной тележки в кривой: $\gamma_{ит}$ — угол перекоса тележки; $\gamma_{пк}$ — угол перекоса первой колесной пары в тележке; F_T — сила тяги; F_n — перекашивающая сила; О — точка касания гребня направляющего колеса боковой поверхности рельса; $L_{кп}$ — расстояние между кругами катания колес на колесной паре

Fig. 4. Angles and forces without taking vertical forces into account when moving a biaxial bogie in a curve: $\gamma_{ит}$ — angle of bogie skew; $\gamma_{пк}$ — angle of skew of the first wheelset in the bogie; F_T — traction force; F_n — skew force; О — contact point of the flange of the guide wheel of the side surface of the rail; $L_{кп}$ — distance between the circles of wheels rolling on the wheelset

$\gamma_{н} \approx 1,85/300 = 0,006 \text{ рад} = 0,35^\circ$; $\Pi_6 = 0,6\%$, $\delta_{гз} \approx 5,7 \text{ мм}$ соответственно.

При хордовой установке $\delta_{гз} = 0$, а $\gamma_{н}$ в 2 раза меньше равновесного. В такое положение тележка с нагрузкой на колесо 120 кН при величине коэффициента трения 0,3 в кривой $R = 300 \text{ м}$ встанет, когда $F_{нп} = 2F_{тр} = 2 \cdot 0,5 \Pi \times \times f_{тр \max} mg \cos \alpha = 2 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot 0,3 \cdot 120 \cdot 1 \approx 21 \text{ кН}$. Боковое проскальзывание направляющего колеса двухколесной тележки в кривой с радиусом 180 м не превышает 1%, а гребневой зазор — 10 мм.

Двухосная тележка. Двухосную тележку можно было бы представить как две двухколесные, движущиеся по концентрическим окружностям, если бы не две существенные ее особенности: 1 — жесткое закрепление колес на осях; 2 — смещение центра тяжести и перераспределение нагрузки на колесах при изменении скорости движения. На рис. 4. обозначены углы и силы, возникающие при движении двухосной тележки в кривой.

На колесных парах с жестким закреплением колес возникают продольные проскальзывания и моменты сил трения, обусловленные кривизной пути и конусностью колес.

Продольное проскальзывание колес колесной пары, обусловленное кривизной пути. Вследствие разности путей, проходимых колесами колесных пар по наружному и внутреннему рельсам, возникает продольное проскальзывание

$$\Pi_{\parallel \text{пр}} = -(L_{кп} / R_{п}) 100 \%, \quad (14)$$

где $L_{кп}$ — расстояние между кругами катания колес на колесной паре. Момент сил трения, возникающий

при этом на колесных парах, стремится развернуть тележку в сторону внутреннего рельса и уменьшить угол набегания. Учитывая (5) и (14), момент сил трения на колесной паре, обусловленный кривизной пути, находим по формуле

$$M_{рп} = F_{\parallel \text{тр}} L_{кп} = (0,5 f_{тр \max} 0,5 P L_{кп}^2 / R_{п}) 100, \quad (15)$$

где $P = mg$ — осевая нагрузка.

Продольное проскальзывание колес колесной пары, обусловленное их конусностью. Продольное проскальзывание, возникающее на колесах колесной пары из-за разности диаметров кругов качения, равно

$$\Pi_{\parallel \text{рд}} = +[(D_2 - D_1) / D] 100, \quad (16)$$

где $D = (D_1 + D_2) / 2$ — средний диаметр колес. Момент сил трения, возникающий при этом на колесной паре, равен

$$M_{рд} = -F_{\parallel \text{тр}} L_{кп} = -(0,5 f_{тр \max} 0,5 P L_{кп} \times \times (D_2 - D_1) / D) 100. \quad (17)$$

Момент, возникающий в кривой на первой колесной паре, стремится «вписать» тележку в кривую, на второй, в зависимости от скорости и положения тележки, может увеличивать или уменьшать угол набегания.

Конусность колес и гребневой контакт направляющего колеса. Тележка в кривой движется по круговой траектории под действием момента (17) и/или направляющей силы F_n , возникающей при упоре гребня в боковую поверхность рельса. Тележка с цилиндрическими колесами разворачивается только этой силой. На тележке с конусными колесами гребневой контакт и направляющее усилие появляются при $2\Pi_{\parallel \text{пр}} > \Pi_{\parallel \text{рд}}$. При гребневом контакте новая колесная пара на новых рельсах смещается на 20–30 мм, причем первая — в сторону наружного рельса, вторая — в сторону внутреннего. На колесах со средним диаметром 900 мм и конусностью 1:10 разность диаметров при гребневом контакте достигает 4–6 мм, а проскальзывание $2\Pi_{\parallel \text{рд}}$ 0,4–0,6%. Как видно из графика (рис. 5), на тележке с такими колесами гребневой контакт появляется в кривых $R_{п} < 600\text{--}800 \text{ м}$.

Считается, что в кривых $R_{п} < 800 \text{ м}$ вследствие возникновения гребневого контакта резко возрастают интенсивность бокового износа и повреждаемость колес и рельсов. Опыт, однако, показывает, что конусность колес оказывает не столь большое влияние на кинематику тележки и повреждаемость колес. Так, например, теоретически тележки с конусными колесами должны двигаться по извилистой траектории, однако прямые наблюдения за движением грузовых тележек на малых скоростях показывают, что они

катятся с небольшим постоянным углом разворота или совершают пилообразное движение. Характер движения (пилообразное или с постоянным перекосом) определяется в большей степени не конусностью колес, а конструктивными особенностями тележки, вагона и пути. К таким же выводам ранее пришел д-р техн. наук О. П. Ершков [7]. По данным работы [26] боковой износ наблюдается даже в кривых $R_n = 2000$ м. На рис. 6 представлена зависимость срока службы рельсов на железных дорогах Северной Америки (адаптировано из [27]) от радиуса кривых, из которой следует, что при нормальной эксплуатации железной дороги срок службы рельсов возрастает почти линейно до $R_n = 2–2,5$ км с незначительным отклонением в районе $R_n = 400–600$ м. На дорогах с мегатоннажным сроком службы рельсов повреждаемость колес и рельсов не связана с наличием или отсутствием гребневого контакта.

Рассмотрим, как меняется положение тележки в зависимости от радиуса кривой и скорости движения.

Движение двухосной тележки с равновесной скоростью ($v = v_p$, $F_{\text{ин}} = 0$). При входе тележки в кривую момент (17) на первой колесной паре и/или направляющее усилие F_n , возникающее при гребневом контакте, разворачивает тележку к центру кривой.

Если бы колеса тележки не были жестко закреплены на колесных парах, то двухосная тележка двигалась бы как две независимые двухколесные тележки и устанавливалась под углом $\gamma_n = L_t / R_n$, см. (8), но моменты (15) на колесных парах увеличивают γ_n до тех пор, пока не компенсируются моментом поперечных сил на колесах второй колесной пары $M = 2F_{\text{тр} \perp} L_t = 0,5f_{\text{тр} \max} P \Delta \gamma_n L_t 100$. Приравняем эти моменты:

$$\begin{aligned} 2 \cdot 0,5f_{\text{тр} \max} 0,5PL_{\text{кп}}^2 / R_n 100 = \\ = 0,5f_{\text{тр} \max} P \Delta \gamma_n L_t 100. \end{aligned} \quad (18)$$

В результате угол набегания увеличивается на

$$\Delta \gamma_n = L_{\text{кп}}^2 / L_t R_n. \quad (19)$$

Новый равновесный угол равен сумме углов (12) и (19):

$$\begin{aligned} \gamma_n \approx \gamma_{\text{ут}} \approx L_t / R_n + L_{\text{кп}}^2 / L_t R_n = \\ = (L_t^2 + L_{\text{кп}}^2) / L_t R_n. \end{aligned} \quad (20)$$

Зазор между гребнем заднего колеса и наружным рельсом приблизительно равен (см. (9))

$$\delta_{\text{гз}} \approx 1,1\gamma_n = 1,1(L_t^2 + L_{\text{кп}}^2) / L_t R_n. \quad (21)$$

Поскольку момент (17), обусловленный конусностью колес, на первой колесной паре увеличивает

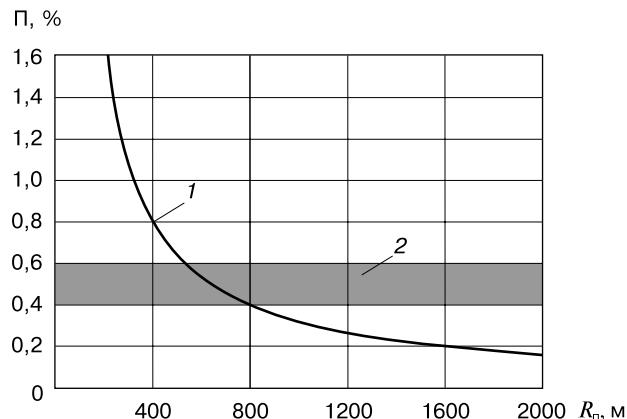


Рис. 5. Продольные проскальзывания, обусловленные разностью длины путей $2\Pi_{\text{лрп}}$ (1) и разностью диаметров колес $2\Pi_{\text{лрд}}$ (2) при $L_{\text{кп}} = 1590$ мм

Fig. 5. Longitudinal slip due to the difference in track length $2\Pi_{\text{лрп}}$ (1) and the difference in wheel diameters $2\Pi_{\text{лрд}}$ (2) at $L_{\text{кп}} = 1590$ mm

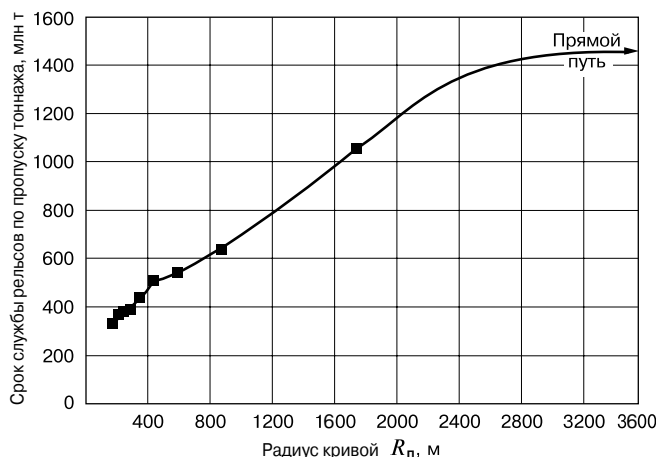


Рис. 6. Средний срок службы рельсов на железных дорогах Северной Америки

Fig. 6. Average lifetime of rails on the railways of North America

угол набегания колеса на рельс, а на второй, напротив, уменьшает, его влиянием можно пренебречь.

На рис. 7 показаны зависимости угла набегания колеса на рельс и гребневого зазора от радиуса кривой при движении с равновесной скоростью грузовой тележки (перекос тележки и колесных пар не учитываем и принимаем угол набегания равным углу установки тележки).

При движении с равновесной скоростью в колее 1520 мм (предельный зазор 25–30 мм) грузовая тележка встала бы «в распор» в кривой радиусом 100–180 м.

Движение двухосной тележки со скоростью выше равновесной ($v > v_p$). При движении двухосной тележки с повышенной скоростью сила инерции создает опрокидывающий момент, приводящий к перевалке кузова и перераспределению нагрузки на внешних и внутренних колесах (рис. 8):

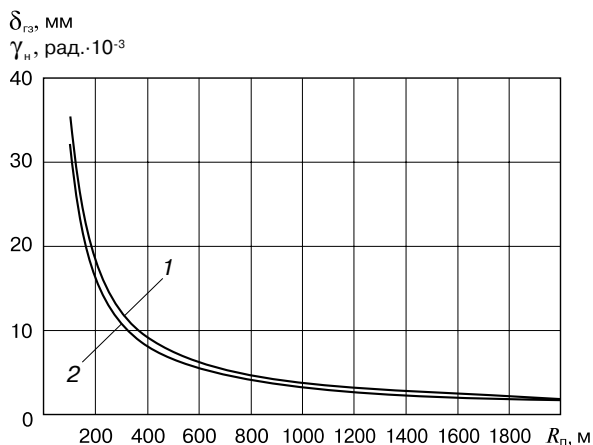


Рис. 7. Зависимости зазора между гребнем заднего колеса и наружным рельсом $\delta_{гз}$ и угла набегания γ_n от радиуса кривой при движении двухосной грузовой тележки ($L_r = 1,85$ м, $L_{кп} = 1,6$ м, $D = 900$ мм) с равновесной скоростью: 1 — зазор; 2 — угол набегания

Fig. 7. Dependence of the gap between the flange of the rear wheel and the outer rail $\delta_{гз}$ and the angle of the approach γ_n from the radius of the curve when the two-axle freight bogie moves ($L_r = 1,85$ м, $L_{кп} = 1,6$ м, $D = 900$ мм) with an equilibrium speed: 1 — gap; 2 — angle of climbing

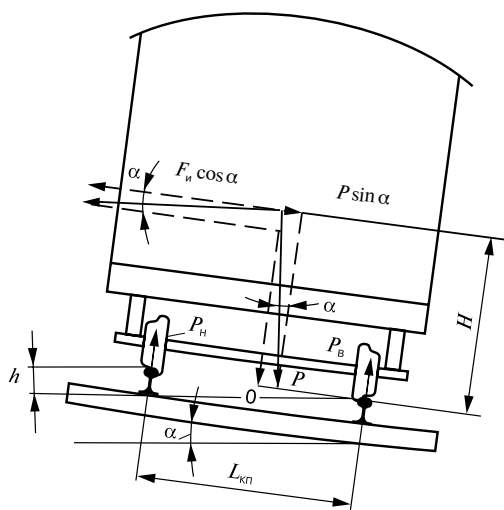


Рис. 8. Положение экипажа в кривой с возвышением наружного рельса: H — высота центра тяжести вагона; h — возвышение наружного рельса

Fig. 8. Position of the carriage in the curve with the elevation of the outer rail: H — height of the center of gravity of the car; h — elevation of the outer rail

$$M_{и} = H(F_{и} \cos \alpha - P \sin \alpha) \approx a_{нп} m H, \quad (22)$$

где m — масса вагона; H — высота центра тяжести; $F_{и}$ — сила инерции.

Момент (22) уравновесится моментом силы тяжести $M_{ст} = (P_{н} - P_{в}) L_{кп}$, отсюда перегруз наружных колес в процентах находим по формуле

$$\begin{aligned} 100(P_{н} - P_{в}) / P &\approx 100 a_{нп} m H / L_{кп} m g = \\ &= 100 a_{нп} H / L_{кп} g, \end{aligned} \quad (23)$$

где $P_{н}$ — нагрузка на наружных колесах; $P_{в}$ — нагрузка на внутренних колесах.

При движении пассажирского вагона с непогашенным ускорением $a_{нп} = 0,7$ м/с², $H = 2$ м и $L_{кп} = 1,6$ м перераспределение нагрузки на наружных и внутренних колесах вагона составляет $\sim 9\%$ даже без учета опрокидывания кузова и смещения центра тяжести, следовательно, проскальзывают преимущественно внутренние колеса тележки. Последствия этого могут проявляться в перекосных автоколебаниях тележки и колесных пар, поперечной болтанке, а при малой жесткости тележки даже в сходах.

При переходе тележки с цилиндрическими колесами из равновесного положения в хордовое угол набегания (и, соответственно, поперечное проскальзывание) изменится на $\Delta \gamma_n \approx (20) - (13)$:

$$\begin{aligned} \Delta \gamma_n &\approx (L_r^2 + L_{кп}^2) / L_r R_{п} - 0,5(L_r / R_{п}) = \\ &= (L_r^2 + 2L_{кп}^2) / 2L_r R_{п}. \end{aligned} \quad (24)$$

При этом на колесах возникают поперечные силы трения, см. (5):

$$\begin{aligned} F_{тр \perp} &= 0,5 \Pi f_{тр \max} P = 100 \cdot 0,5 \gamma_{ут} f_{тр \max} m g = \\ &= 100 \cdot 0,5 f_{тр \max} m g (L_r^2 + 2L_{кп}^2) / 2L_r R_{п}. \end{aligned} \quad (25)$$

По аналогии с (10) $F_{нп} = 4F_{тр \perp}$, где $F_{нп} = F_{и} - P \sin \alpha = m \Delta v^2 / R_{п} - m g \sin \alpha = m a_{нп}$. Подставляя значения $F_{тр \perp}$ из (25) и $F_{нп}$, получим:

$$\begin{aligned} m a_{нп} &= m \Delta v^2 / R_{п} - m g \sin \alpha = 4 \cdot 100 \cdot 0,5 f_{тр \max} \times \\ &\times m g (L_r^2 + 2L_{кп}^2) / 2L_r R_{п}. \end{aligned} \quad (26)$$

Отсюда

$$\Delta v = \left[(100 f_{тр \max} g (L_r^2 + 2L_{кп}^2) / L_r) + R_{п} g \sin \alpha \right]^{0,5}. \quad (27)$$

Скорость и ускорение, при которых тележка с цилиндрическими колесами устанавливается в хордовом положении, находим по формулам

$$v_{хор} = v_p + \Delta v; \quad (28)$$

$$a_{нп \text{ хор}} = 100 f_{тр \max} g (L_r^2 + 2L_{кп}^2) / L_r R_{п}. \quad (29)$$

Пассажирская тележка ($L_{кп} = 1,6$ м, $L_r = 2$ м) в кривой $R_{п} = 300$ м с возвышением 60 мм встает в хордовое положение при скорости $v_{хор} = v_p + \Delta v \approx 42 + 137 \approx 180$ км/ч и ускорении $a_{нп \text{ хор}} = 4,5$ м/с². Поскольку предельно допустимое $a_{нп} < 1,2$ м/с², пассажирская тележка может встать в хордовое положение лишь в кривых $R_{п} > 1100$ м.

При повышенных скоростях уменьшаются угол набегания, проскальзывание и силы трения, но глав-

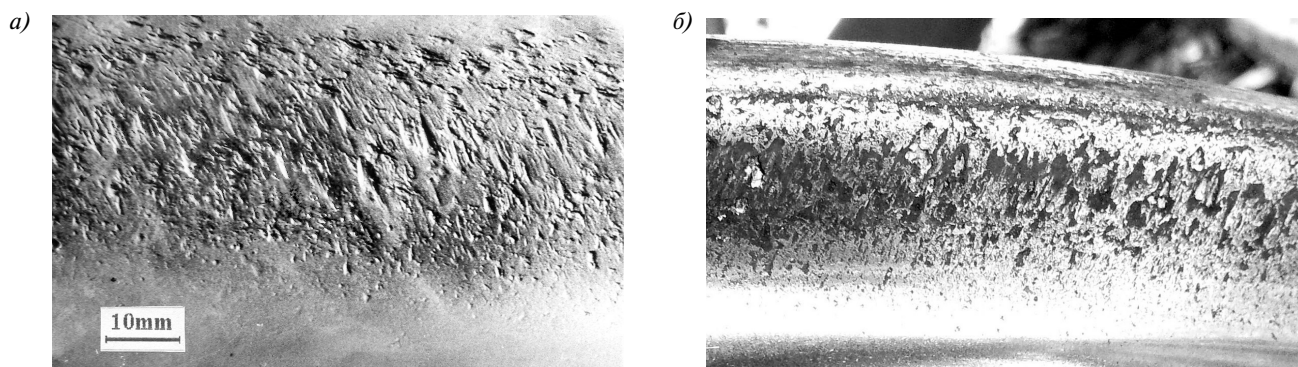


Рис. 9. Борозды задира на гребнях колес грузовых вагонов:
 а — Дальневосточная железная дорога, 1995 г.; б — Московская железная дорога, 2017 г.
 Fig. 9. Furrows of burring on the flanges of the wheels of freight cars:
 а — Far Eastern Railway, 1995; б — Moscow Railway, 2017

ное — уменьшается неравномерность проскальзывания и вероятность появления моментов полного скольжения, что снижает вероятность возникновения катастрофического износа.

Движение двухосной тележки с низкой скоростью ($v \ll v_p$). Казалось бы при медленном движении в кривой с большим возвышением наружного рельса двухосная тележка под действием силы тяжести должна сползти на нижний внутренний рельс, встать в нижнее хордовое положение, а боковой износ прекратиться. В действительности наблюдается обратное: на малой скорости тележки не только не сползают на нижний рельс, а, напротив, разворачиваются в сторону наружного рельса, направляющие колеса вкатываются гребнем по боковой поверхности наружного рельса и поднимаются над рельсом. При остановке состава в кривых между поверхностью катания направляющего колеса и рельса наблюдались зазоры в несколько миллиметров. Причина этого, во-первых, в том, что момент силы тяжести $M_{ст} = P \sin \alpha, 5L_t = mgL_t h / 2L_{кп}$ хотя и снижает направляющее усилие, но при этом остается меньше двух моментов (15) даже при максимальном возвышении. Например, в кривой $R_{п} = 300$ м даже с предельным возвышением 150 мм момент силы тяжести равен $M_{ст} = 0,5mg1,85 \cdot 0,150 / 1,6 = mg0,087$, а пара моментов (15) $2M_{пн} = 2 \cdot 0,5f_{тр \max} 0,5mgL_{кп}^2 \cdot 100 / R_{п} = 0,5mg2 \times \times 0,5 \cdot 0,3 \cdot 1,6^2 \cdot 100 / 300 = mg0,128$. Тележка в кривой ни при каких условиях не может встать в нижнее хордовое положение.

Во-вторых, смещение вектора силы тяжести и перевалка кузова под действием опрокидывающего момента $M = PH \sin \alpha$ увеличивают нагрузку на внутренние колеса, обезгруживают направляющее колесо и облегчают его вкатывание на наружный рельс. На гребне направляющего колеса появляются вертикальная F_v и перекашивающая $F_{п}$ силы. Под действием перекашивающей силы первая ось и вся тележка перекашиваются, периодически увеличивая угол набегания ($\gamma_n = \gamma_{yt} +$

$\gamma_{пк} + \gamma_{пт}$), а под действием вертикальной силы колесо периодически соскальзывает с боковой поверхности рельса вниз. Процесс носит колебательный характер. Периодические вкатывания и соскальзывания направляющего колеса и перекосы деталей тележки приводят к колебаниям проскальзывания от 0 до 100 % и возникновению катастрофического вида износа — задира (рис. 9), что сопровождается характерным визгом или скрежетом, а в некоторых случаях и сходом направляющей колесной пары тележки с рельсов.

Упрощенная модель не позволяет оценить все кинематические и силовые параметры тележки, но предоставляет комплекс мер, позволяющих предотвратить катастрофический боковой износ. Очевидно, что частота и амплитуда колебаний проскальзывания зависят от скорости движения, перекосной жесткости тележки и крутизны боковых поверхностей. Увеличивая скорость движения, жесткость тележки и угол наклона гребня можно снизить интенсивность катастрофического износа. Снижению интенсивности износа при увеличении скорости способствует уменьшение угла набегания и амплитуды колебаний проскальзывания. Кроме того, задир относится к низкоскоростным типам катастрофического износа [3], что является еще одной причиной снижения его интенсивности при увеличении скорости.

Разность проскальзываний, создаваемая относительным верчением контактных поверхностей. Относительное верчение контактных поверхностей в кривых создает на пятне контакта переменное поле проскальзываний и деформаций, являющееся причиной образования косых трещин на рельсах и колесах, которые перерастают затем в поперечные трещины и заканчиваются изломом рельсов или образованием выщербин на колесах и рельсах. Интенсивность повреждения косыми трещинами пропорциональна градиенту проскальзывания и может быть оценена по разности проскальзываний на противо-



Рис. 10. Сетка косых трещин на выкружке наружного рельса в кривой

Fig. 10. Grid of head checks on the edge of the outer rail in the curve

положных краях пятна контакта, которая равна произведению угловой скорости верчения на поперечный размер пятна контакта.

Верчение на поверхностях катания, создаваемое поворотом тележки в кривой. Центр верчения при движении тележки в кривой находится в центре кривой. Угловая скорость поворота тележки при движении в кривой равна $\omega_k = v_n / R_n$. Разность проскальзываний на пятне контакта с поперечным размером $d_{пк}$ равна

$$\Delta П = (d_{пк} \omega_k / v_n) 100 = (d_{пк} / R_n) 100 \%, \quad (30)$$

где ω_k — угловая скорость вращения колеса; $d_{пк}$ — поперечный размер пятна контакта.

Градиент проскальзываний на пятне находим по формуле

$$\Delta П / d_{пк} = (1 / R_n) 100 \%. \quad (31)$$

Разность проскальзываний на пятне контакта 40 мм в кривой $R_n = 300$ м равна $\Delta П = 100(40 / 300000) \approx 0,01 \%$, градиент $\Delta П / d_{пк} \approx 0,0003 \%$ /мм. Разность проскальзываний на пятне контакта, создаваемая относительным верчением контактных поверхностей при повороте тележки в кривых, способствует образованию выщербин на рельсах (в основном внутренних). Однако если на поверхности катания колес создан тонкий и очень твердый закаленный слой, то деформации от верчения могут привести к образованию в нем трещин.

Верчение на выкружке рельса, создаваемое вращением направляющего колеса. Центр верчения, создаваемого вращением колеса, лежит на мгновенной оси качения колеса. При движении в кривой центр пятна контакта с максимальными давлениями смещен к выкружке, поэтому по обе стороны от центра выкружки формируются поля проскальзываний разных знаков. Судя по направлению сетки трещин на выкружке рельсов (рис. 10), основная роль в создании градиента деформаций принадлежит продольным проскальзываниям.

Ближе к поверхности катания проскальзывания и деформации направлены по ходу поезда, а на боковой поверхности — против. Разность проскальзываний на пятне контакта приблизительно равна

$$\Delta П = [(D_2 - D_1) / D] 100. \quad (32)$$

Градиент проскальзываний находим по формуле

$$\Delta П / d_{пк} = [(D_2 - D_1) / D d_{пк}] 100. \quad (33)$$

Сложность определения величины и направления проскальзываний на боковой поверхности затрудняется тем, что в кривых, особенно на малых скоростях, гребень направляющего колеса вползает на выкружку рельса, создавая дополнительные вертикально направленные силы трения. Кроме того, косые трещины формируются в период приработки, когда на выкружке рельса протекают мощные деформационные процессы, изменяющие геометрию контакта и характер течения металла. Поэтому между интенсивностью поражения косыми трещинами и градиентом проскальзываний нет прямой зависимости.

Выводы. Железнодорожная терминология в области триботехники, несмотря на вековую историю, далека от совершенства. В статье представлены научно обоснованные основные кинематические и трибологические термины и определения. Определены связи относительного проскальзывания с силами трения, возникающими на колесах тележки, и на этой основе произведен расчет триботехнических и кинематических параметров вагонной тележки как основного элемента колесно-рельсовой системы. Двухосная тележка рассматривается как две двухколесные, а связи между ними заменены моментами относительно точки контакта гребня направляющего колеса с рельсом. Такой подход позволяет дать ориентировочную оценку основных кинематических и силовых параметров движения идеальной (без перекосов осей) тележки в кривых, понять, как изменяются углы установки тележки и зазоры между гребнями колес и рельсами при движении с различными скоростями, как возникают износные и контактные повреждения и дать рекомендации по их оценке и устранению. В частности, методика позволяет сделать следующие выводы:

- тележки в кривой ни при каких условиях не могут встать в нижнее хордовое положение;
- тележка пассажирского вагона может встать в верхнее хордовое положение лишь в кривых $R_n > 1100$ м;
- при движении пассажирского вагона с непогашенным ускорением $a_{нп} = 0,7$ м/с² проскальзывают преимущественно внутренние колеса тележки, вследствие чего могут появиться перекосные автоколебания тележки и колесных пар, поперечная болтанка, а

при малой жесткости тележки может произойти даже сход подвижного состава;

- при увеличении жесткости тележки ее движение становится более устойчивым, боковые силы и интенсивность изнашивания гребней колес уменьшаются;
- интенсивность катастрофического износа можно снизить, увеличивая скорость движения, жесткость тележки и угол наклона гребня колеса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 27674–88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1992. 20 с.
2. Андриевский С. М. Боковой износ рельсов на кривых // Труды ЦНИИ МПС. М.: Трансжелдориздат, 1961. Вып. 207. 128 с.
3. Марков Д. П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте. М.: Интекст, 2007. 405 с. (Труды ВНИИЖТ).
4. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
5. Мышкин Н. К., Петраковец М. И. Трибология. Принципы и приложения. Гомель: ИММС НАНБ, 2002. 304 с.
6. Исаев И. П., Голубенко А. Л. Совершенствование экспериментальных исследований сцепления колеса локомотива с рельсом // Железные дороги мира. 1988. № 10. С. 2–10.
7. Ершков О. П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых // Труды ЦНИИ МПС. М.: Транспорт, 1966. Вып. 301. С. 184–188.
8. Голубенко А. Л. Сцепление колеса с рельсом. Киев: ВПЮЛ, 1993. 448 с.
9. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровагона при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях // Труды ЦНИИ МПС. М.: Трансжелдориздат, 1960. Вып. 188. С. 113–132.
10. Лысюк В. С., Каменский В. Б., Башкатова Л. В. Надежность железнодорожного пути / под ред. В. С. Лысюка. М.: Транспорт, 2001. 286 с.
11. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: Транспорт, 1997. 327 с.
12. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса с рельсом: пер. с англ. / под ред. С. М. Захарова и В. М. Богданова. М.: Интекст, 2002. 408 с.
13. Иваночкин П. Г., Зарифьян А. А., Василькова Е. А. Основы механики подвижного состава: учеб. пособие. Ч. 1. Ростов н/Д: ФГБОУ ВПО РГУПС, 2015. 58 с.

Tribology of rail bogie

D. P. MARKOV

Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

Abstract. Railway bogie is the basic element that determines the force, kinematic, power and other parameters of the rolling stock, and its movement in the railway track has not been studied enough. Classical calculation of the kinematic and dynamic parameters of the bogie's motion with the determination of the position of its center of rotation, the instantaneous axes of rotation of wheelsets, the magnitudes and directions of all forces present a difficult problem even in quasi-static theory. The paper shows a simplified method that allows one to explain, within the limits of one article, the main kinematic and force parameters of the bogie movement (installation angles, clearance between the wheel flanges and side surfaces of the rails), wear and contact damage to the wheels and rails.

Tribology of the railway bogie is an important part of transport tribology, the foundation of the theory of wheel-rail tribosystem, without which it is impossible to understand the mechanisms of

14. Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения: управление содержанием системы колесо—рельс / пер. с англ. С. М. Захарова. М.: Интекст, 2017. 420 с.

15. Туранов Х. Т., Якупов А. Р. Построение динамических моделей устойчивости колеса колесной пары грузового вагона при вкатывании на головку рельса // Транспорт: наука, техника, управление. 2011. № 7. С. 8–14.

16. Тимухина Е. Н., Якупов А. Р. Математическое моделирование нагруженности колесной пары вагона с несимметрично размещенным грузом при воздействии пространственной системы сил // Транспорт: наука, техника, управление. 2011. № 7. С. 15–20.

17. Панов Ю. Л., Панов А. Ю. Кинематика колесных пар вагонной тележки // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2013. № 4. С. 180–185.

18. Жаров И. А. Квазистационарное движение колесной пары в кривых // Вестник ВНИИЖТ. 2001. № 2. С. 17–21.

19. Жаров И. А. Квазистационарное движение тележки в кривых // Вестник ВНИИЖТ. 2001. № 4. С. 32–37.

20. Вериги М. Ф. Причины роста интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес. М.: Транспорт, 1992. 46 с.

21. Буйносов А. П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава. М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. 224 с.

22. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1978. 352 с.

23. Вериги М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 560 с.

24. Шахунянц Г. М. Железнодорожный путь. М.: Транспорт, 1987. 480 с.

25. Скорости движения поездов в кривых: сб. науч. тр. ВНИИЖТ / под ред. О. П. Ершкова. М.: Транспорт, 1988. 118 с.

26. Певзнер В. О. Боковой износ — «болезнь» излечимая // Гудок. 2002. 19 ноября. С. 1.

27. Allen R. Operation of the wheel-rail system under high loads // International Railway Journal. 1999. No. 6. P. 48–50.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

МАРКОВ Дмитрий Петрович,

д-р техн. наук, главный научный сотрудник, АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 17.01.2018 г., актуализирована 12.03.2018 г., 20.06.2018 г., принята к публикации 27.06.2018 г.

catastrophic wear, derailments, contact fatigue, cohesion of wheels and rails.

In the article basic questions are considered, without which it is impossible to analyze the movement of the bogie: physical foundations of wheel movement along the rail, types of relative motion of contacting bodies, tribological characteristics linking the force and kinematic parameters of the bogie. Kinematics and dynamics of a two-wheeled bogie-rail bicycle are analyzed instead of a single wheel and a wheelset, which makes it clearer and easier to explain how and what forces act on the bogie and how they affect on its position in the rail track.

To calculate the motion parameters of a four-wheeled bogie, it is represented as two two-wheeled, moving each on its own rail. Connections between them are replaced by moments with respect to the point of contact between the flange of the guide wheel and

the rail. This approach made it possible to give an approximate estimation of the main kinematic and force parameters of the motion of an ideal bogie (without axes skewing) in curves, to understand how the corners of the bogie installation and the gaps between the flanges of the wheels and rails vary when moving with different speeds, how wear and contact injuries arise and to give recommendations for their assessment and elimination.

Keywords: sliding; coefficients of friction and adhesion; creepage curve; wheelset; railway bogie; installation angles; angle of approach; gaps in the railway track; wear; burring; head checks

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-4-230-240>

REFERENCES

1. GOST 27674–88. *Trenie, iznashivanie i smazka. Terminy i opredeleniya*. Moscow, Izdatel'stvo standartov Publ., 1992, 20 p.
2. Andrievskiy S. M. *Bokovoy iznos rel'sov na krivyykh* [Lateral wear of rails on curves]. Trudy TsNII MPS [Works of TsNII MPS]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1961, Vol. 207, 128 p.
3. Markov D. P. *Tribologiya i ee primeneniye na zheleznodorozhnom transporte* [Tribology and its application in railway transport]. Moscow, Intext Publ., 2007, 405 p.
4. Chichinadze A. V. *Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka)* [Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication)]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2001, 664 p.
5. Myshkin N. K., Petrakovets M. I. *Tribologiya. Printsipy i prilozheniya* [Tribology. Principles and applications]. Gomel, IMMS NANB Publ., 2002, 304 p.
6. Isaev I. P., Golubenko A. L. *Sovershenstvovanie eksperimental'nykh issledovaniy stsepleniya koleasa lokomotiva s rel'som* [Improvement of experimental studies of adhesion of the locomotive wheel with the rail]. Zheleznye dorogi mira, 1988, no. 10, pp. 2–10.
7. Ershkov O. P. *Raschet poperechnykh gorizontallykh sil v krivyykh* [Calculation of transverse horizontal forces in curves]. Trudy TsNII MPS [Works of TsNII MPS]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1966, Vol. 301, pp. 184–188.
8. Golubenko A. L. *Stsepleniye koleasa s rel'som* [Adhesion of wheel and rail]. Kiev, VPU Publ., 1993, 448 p.
9. Menshutin N. N. *Issledovanie skol'zheniya kolesnoy pary elektrovoza pri realizatsii sily tyagi v ekspluatatsionnykh usloviyakh* [Investigation of the slippage of an electric locomotive wheelset during the implementation of tractive power under operating conditions]. Trudy TsNII MPS [Works of TsNII MPS]. Moscow, Transzheldorizdat Publ., 1960, Vol. 188, pp. 113–132.
10. Lysyuk V. S., Kamenskiy V. B., Bashkatova L. V. *Nadezhnost' zheleznodorozhnogo puti* [Railway track reliability]. Moscow, Transport Publ., 2001, 286 p.
11. Kogan A. Ya. *Dinamika puti i ego vzaimodeystvie s podvizhnym sostavom* [Dynamics of the track and its interaction with the rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1997, 327 p.
12. Zakharov S. M., Bogdanov V. M. *Obobshchenie peredovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: voprosy vzaimodeystviya koleasa s rel'som* [Generalization of advanced experience of heavy haul traffic: issues of wheel–rail interaction]. Moscow, Intext Publ., 2002, 408 p.
13. Ivanochkin P. G., Zarif'yan A. A., Vasil'kova E. A. *Osnovy mekhaniki podvizhnogo sostava*. Ucheb. posobie. Ch. 1 [Fundamentals of rolling stock mechanics. Tutorial. Part 1]. Rostov-on-Don, FGBOU VPO RGUPS Publ., 2015, 58 p.
14. Zakharov S. M. *Obobshchenie mirovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: upravleniye soderzhaniiem sistemy koleso – rel'sa* [Generalization of the world experience of heavy haul traffic: maintenance control of the wheel–rail system]. Moscow, Intext Publ., 2017, 420 p.
15. Turanov Kh. T., Yakupov A. R. *Postroyeniye dinamicheskikh modeley ustoychivosti koleasa kolesnoy pary gruzovogo vagona pri vkatyvanii na golovku rel'sa* [Construction of dynamic stability models of wheel in the wheelset of freight cars when rolling in on the rail head]. Transport: nauka, tekhnika, upravleniye [Transport: science, equipment, management], 2011, no. 7, pp. 8–14.
16. Timukhina E. N., Yakupov A. R. *Matematicheskoye modelirovaniye nagruzhennosti kolesnoy pary vagona s nesimmetrichno razmeshchennym gruzom pri vozdeystvii prostranstvennoy sistemy sil* [Mathematical modeling of loading wheelset of a car with an asymmetrically placed load under the influence of a spatial force system]. Transport: nauka, tekhnika, upravleniye [Transport: science, equipment, management], 2011, no. 7, pp. 15–20.
17. Panov Yu. L., Panov A. Yu. *Kinematika kolesnykh par vagonnoy telezhki* [Kinematics of wheelsets of the car bogie]. Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N. I. Lobachevskogo [Bulletin of the Nizhny Novgorod University n.a. N. I. Lobachevsky], 2013, no. 4, pp. 180–185.
18. Zharov I. A. *Kvazistatsionarnoye dvizheniye kolesnoy pary v krivyykh* [Quasistationary motion of a wheelset in curves]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2001, no. 2, pp. 17–21.
19. Zharov I. A. *Kvazistatsionarnoye dvizheniye telezhki v krivyykh* [Quasistationary motion of a bogie in curves]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2001, no. 4, pp. 32–37.
20. Verigo M. F. *Prichiny rosta intensivnosti bokovogo iznosa rel'sov i grebney koleas* [Causes of increased lateral wear of rails and wheel flanges]. Moscow, Transport Publ., 1992, 46 p.
21. Buynosov A. P. *Metody povysheniya resursa kolesnykh par tyagovogo podvizhnogo sostava* [Methods for increasing lifecycle of wheelsets of traction rolling stock]. Moscow, GOU "Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte" [SEI "Educational and Methodological Center for Education in Railway Transport"] Publ., 2010, 224 p.
22. Vershinskiy S. V., Danilov V. N., Chelnokov I. I. *Dinamika vagonov* [Car dynamics]. Moscow, Transport Publ., 1978, 352 p.
23. Verigo M. F., Kogan A. Ya. *Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava* [Interaction of the track and rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1986, 560 p.
24. Shakhunyan G. M. *Zheleznodorozhnyy put'* [Railway track]. Moscow, Transport Publ., 1987, 480 p.
25. Ershkov O. P. *Skorosti dvizheniya poezdov v krivyykh*. Sb. nauch. tr. VNIIZhT [Traffic speed of trains in curves. Proc. of scientific papers of the JSC "VNIIZhT"]. Moscow, Transport Publ., 1988, 118 p.
26. Pevzner V. O. *Bokovoy iznos – "bolezni" izlechima* [Side wear – curable "disease"]. Gudok newspaper, 19 November, 2002, p. 1.
27. Allen R. *Operation of the wheel – rail system under high loads*. International Railway Journal, 1999, no. 6, pp. 48–50.

ABOUT THE AUTHOR

Dmitriy P. MARKOV,

Dr. Sci. (Eng.), Chief Researcher, JSC "VNIIZhT"

Received 17.01.2018,

Revised 12.03.2018 and 20.06.2018

Accepted 27.06.2018

■ E-mail: dp-markov@yandex.ru (D. P. Markov)