УДК 629.4.027.4:656.2:625.031.3 DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-119-126

Особенности математического моделирования динамических процессов прохождения вагоном стрелочного перевода

Ю. С. РОМЕН[1], Б. Э. ГЛЮЗБЕРГ[1], Е. А. ТИМАКОВА[1], В. А. БЫКОВ[2]

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

[2] Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, 140402, Россия

Аннотация. Приведены особенности проведения математического моделирования динамических процессов входа первой тележки грузового вагона в стрелочный перевод при ответвлении на боковой путь. Описывается процесс движения грузового вагона по стрелочному переводу в зависимости от геометрических параметров колесной пары и путевых элементов стрелочного перевода, положения в колее его первой тележки перед набеганием на остряк. Результаты расчетов боковых сил взаимодействия колесной пары и стрелочного перевода показывают, что при набегании их максимальные величины возникают во время ударов колес в элементы стрелочных переводов (появление ударов зависит от условий входа тележки в стрелочный перевод). Первоначальное положение тележки и особенности ее движения в колее обуславливают положение точки встречи и величину угла набегания, их совокупность определяет максимальную величину боковой силы при движении по переводу на боковой путь, которая в зависимости от условий входа может различаться более чем вдвое.

Ключевые слова: стрелочный перевод; процесс входа; величина боковой силы; угол набегания на остряк стрелочного перевода; расчет боковых сил на стрелке

Введение. Размеры и допуски в системе «колесная пара — рельсовая колея» взаимоувязаны, так как нормативные значения геометрических параметров и формы элементов колесных пар и верхнего строения пути находятся в прямой зависимости. Изменение какого-либо размера в этой системе неизбежно влияет на работу как ответной составляющей, так и системы в целом. Так, минимальные и максимальные допускаемые значения толщин гребней колес подвижного состава определяются в первую очередь условиями безопасного прохождения колесными парами стрелочных переводов. Устойчивость колесной пары от схода с рельсов определяется соотношением вертикальных и боковых нагрузок колеса на рельс, геометрическими параметрами рельса и гребня колеса и коэффициентом трения в зоне контакта.

Включительно по 1990-е гг. каждые 10 лет специалистами ВНИИЖТ регулярно проводились комплексные работы по оценке фактических форм рабочих поверхностей колес и рельсовых элементов путевой инфраструктуры в эксплуатации. При выполнении этих работ обследовались и измерялись параметры колесных пар, конструкций стрелочных переводов со снятием их рабочих профилей. На основании полученных данных проводились математические расчеты вероятности возникновения случаев, угрожающих безопасности движения. С учетом полученных результатов фактического состояния подвижного состава и путевой инфраструктуры корректировались численные значения нормативов устройства и содержания стрелочных переводов, разрабатывались формы профилей колес и элементов пути (новые и ремонтные).

В 2018 – 2019 гг. для установления минимально допустимой толщины гребней колес грузовых вагонов в эксплуатации и определения влияния толщины и формы гребней колес на безопасное прохождение элементов стрелочных переводов специалистами института по заказу ОАО «РЖД» были проведены комплексные исследования, включающие разработку методики и проведение математического моделирования взаимодействия колесных пар и элементов стрелочных переводов.

В настоящее время достаточно полно разработана общая методика математического моделирования движения железнодорожного экипажа в рельсовой колее, которая учитывает параметры конструкции экипажа и пути. В основе изучения движения железнодорожного экипажа находится описание процесса взаимодействия элементов в нелинейной системе «колесная пара — рельсовая колея» с зазорами, параметры которой определяются геометрией, жесткостью и инерционными свойствами конструкции пути.

Моделирование движения по стрелке. Отличительной особенностью проведенных расчетов является специфика математического моделирования динамических процессов движения грузового вагона по стрелочному переводу, имеющему более сложное геометрическое строение (с большим количеством исходных данных), чем прямой участок железнодо-

E-mail: uromen@mail.ru (Ю. С. Ромен)

рожного пути. Так, моделирование прохождения вагона по стрелочному переводу, в том числе на боковой путь, обуславливается в первую очередь геометрическими параметрами очертания средней линии колеи, которая имеет разрывы производной (в соответствии с конструкцией стрелочного перевода) и отличается наличием элементов различной жесткости с нелинейной системой зазоров, ограничивающих движение колесной пары как с наружной, так и с внутренней стороны.

Очертанием оси пути стрелочного перевода до начала остряка является прямая линия, а окружность, описывающая очертание остряка и, следовательно, среднюю линию пути от его острия, начинается со стрелочного угла между прямолинейным направлением рамного рельса и касательной к этой окружности [1, 2]. Для стрелочного перевода типа Р65 марки 1/11 длина части переднего вылета рамного рельса, перекрывающего начало переводной кривой, составляет 2,34 м. Поэтому при радиусе 300 м стрелочный угол в начале остряка вследствие наклона касательной к кривой составляет 0,0079 рад (27′ 19,56″). Теоретическая осевая линия в районе окончания вылета рамного рельса и начала остряка имеет скачок первой производной с изменением угла поворота на 0,0079 рад и разрыв второй производной со скачком от прямолинейного направления до радиуса кривизны 300 м. Однако из-за наличия угла наклона гребня колеса и закругленности его вершины угол осевой линии между прямолинейной частью, предшествующей началу остряка, и круговой кривой его очертания сглаживается небольшим круговым переходным участком. При длине такого переходного участка в 20 см радиус сопрягающей переходной кривой составляет 25 м, и начало сопряженной с ней переводной стрелочной кривой смещается относительно первоначального прямолинейного направления на доли миллиметра. Поэтому при моделировании движения вагона по стрелочному переводу с использованием программного средства для расчетов движения по обычному пути [2] очертание средней линии колеи от переднего стыка рамного рельса можно задать в виде сопряженных отрезков с учетом следующих условий:

- прямая часть рамного рельса до начала остряка;
- сопрягающая переходная кривая с кривизной 0,04 на протяжении 0,2 м от начала остряка (образует стрелочный угол);
- переводная кривая кривизной 0,00333 начинается через 0,2 м от начала остряка;
- прямой участок перед крестовиной.

Вышеописанное очертание колеи, направляющей движение колесных пар вагона по стрелочному переводу, обуславливает многообразие динамических процессов, возникающих при прохождении подвижным составом стрелочных переводов, сложность обеспечения условий безопасного движения и предотвращения схода вагонов с рельсов. Эти условия безопасности должны учитывать фактически существующий на сети дорог спектр геометрических размеров колесных пар и элементов пути [3].

При входе вагона в стрелочный перевод основными факторами, определяющими величину сил их взаимодействия, являются скорость движения и угол набегания колеса первой колесной пары на остряк, который обуславливается как положением тележки в колее, так и координатой точки набегания на переводную кривую остряка [4].

Расчеты движения грузового вагона по стрелочному переводу выполнялись совместно специалистами АО «ВНИИЖТ» и АО «ВНИКТИ» на базе программ математического моделирования «Универсальный механизм» [5, 6].

Пример расчета. В качестве примера приводится расчет, моделирующий вход вагона в правый стрелочный перевод марки 1/11, при этом было рассмотрено влияние на динамику движения вагона начальных условий, описывающих положение его ходовых частей при входе в стрелочный перевод. Для реализации многообразия возможных положений вагона при моделировании принималось допущение, что перед входом в стрелочный перевод расположен прямой участок пути длиной 50...100 м. На протяжении этого участка на вагон действуют внешние силы, смещающие и перекашивающие его колесные пары в колее. Торец остряка стрелки отстоит на определенном расстоянии от точки начала расчета движения. Когда первая колесная пара находится за 0,5...2 м до торца остряка, который расположен на расстоянии 47,5 м от начала пути, неровности и внешние силы обнуляются, и тележка свободно входит в стрелку с набеганием на остряк или правый (внутренний) рельс (рис. 1).

Таким образом, получена область возможных значений начальных условий входа вагона в стрелочный перевод для определения их влияния на величину параметров взаимодействия.

При проведении расчетов рассмотрены следующие пять вариантов положения первой тележки [7] в рельсовой колее (рис. 1):

1. Тележка вагона расположена по центру колеи без перекоса.

2. Тележка прижата без перекоса к левому наружному рельсу (рассматривается движение на правый боковой путь).

3. Тележка прижата без перекоса к правому внутреннему рельсу (рассматривается движение на боковой путь правого стрелочного перевода).

4. Тележка повернута в колее с набеганием первой колесной пары на правый (внутренний) рельс.

5. Тележка повернута в колее с набеганием на левый (наружный) рельс.

Для иллюстрации результатов проведенных расчетов, характеризующих процессы взаимодействия

колесной пары и элементов стрелочного перевода, приведены графики (рис. 2–4) прохождения первой тележки вагона по стрелочному переводу при движении на боковой путь для пяти вышеперечисленных вариантов начальных условий входа. При расчетах рассматривали вход вагона на тележках модели 18-100 с толщиной гребней колес 26 мм в правый стрелочный перевод марки 1/11 со скоростью 40 км/ч.

Кроме того, при проведении расчетов учитывалось влияние состояния элементов стрелочного перевода. В основу первичных данных для проведения математического моделирования в местах возможного набегания колес вошли геометрические параметры рабочих поверхностей рельсовых элементов стрелочных переводов.

При износе гребня колеса — 7 мм (по сравнению с толщиной гребня 33 мм для профиля колеса по ГОСТ 10791–2011 «Колеса цельнокатаные. Технические условия») выбираемый набегающим колесом зазор суммируется со стандартным зазором в колее на сторону.

На графиках (рис. 2) представлены поперечные смещения и углы набегания первой колесной пары, а также боковые силы колес тележки в зависимости от продольной координаты. Положительное направление при повороте экипажа по часовой стрелке соответствует смещению колесной пары наружу переводной кривой.

Прохождение первой колесной парой плоскости сечения начала остряка происходит на координате 47,5 м. При нулевом первоначальном смещении колесной пары зазор в колее составляет 13 мм (6 мм номинального зазора и 7 мм за счет уменьшения толщины гребня с 33 до 26 мм). Этот зазор выбирается на протяжении 2 м движения по переводу (рис. 2, *а*), после чего начинается набегание на остряк, при котором происходит его «отжатие» с силой порядка 50 кН. Графики боковых сил приведены на рис. 2, *б*. Далее колесная пара следует по переводной кривой до начала прямолинейного участка и крестовины, при прохождении которого колесная пара смещается от левого (наружного) рельса к правому, а затем через 80 м входит в переводную кривую противоположного направления.

При набегании на левый рельс колеса первой колесной пары тележки, которая повернута в сторону левого (наружного) рельса на 28 мрад (максимально возможный перекос), наибольшие силы действуют в зоне начала остряка и составляют при ударе 78 кН (рис. 2, *в*).

При повторном набегании колеса на рельс через 2 м после начала остряка с углом набегания 25 мрад (рис. 2, *б*) величина боковой силы составляет 70 кН. На противоположном правом колесе сила крипа составляет 33 кН.

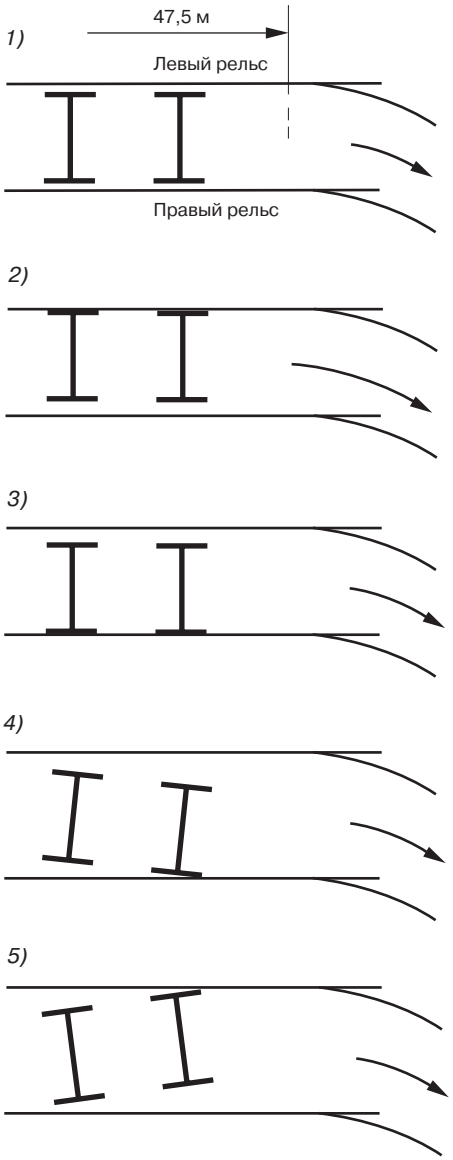

Рис. 1. Схемы положения первой тележки вагона перед входом в стрелочный перевод (начальные условия пяти вариантов расчетов):
1 — центральное положение; *2* — тележка прижимается к левому рельсу; *3* — тележка прижимается к правому рельсу;
4 — тележка повернута с набеганием на правый рельс;
5 — тележка повернута с набеганием на левый рельс
Fig. 1. Position diagrams of the first bogie of a car before entering the turnout (initial conditions of five calculation options):
1 — central position; *2* — bogie is got closer to the left rail;
3 — bogie is got closer to the right rail;
4 — bogie is turned with run-on to the right rail;
5 — bogie is turned with run-on to the left rail

Если перед входом в стрелку колесная пара была прижата к левому рельсу (наружному в переводной кривой на рис. 2, кривые *2* и *5*), то вследствие изменения кривизны траектории появляются ударные воздействия (переходные процессы), которые через 2...5 м затухают (через 50 м от точки начала отсчета), и начинается процесс установившегося движения

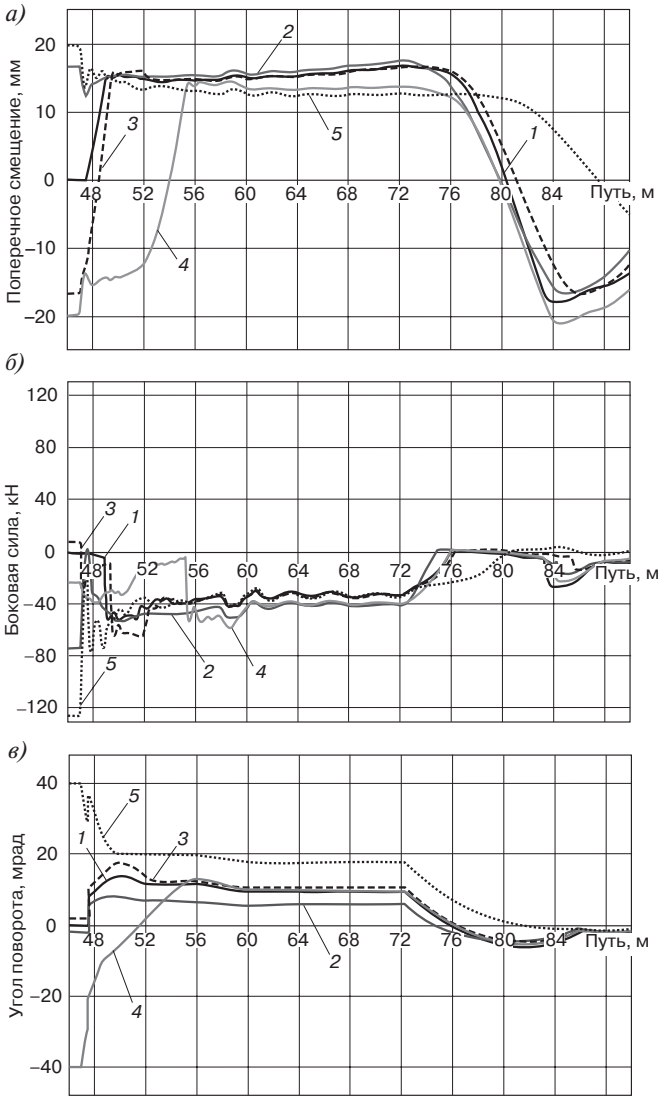

Рис. 2. Графики динамических параметров при движении вагона на боковой путь правого стрелочного перевода для схем *1–5*:
а — поперечные смещения первой колесной пары, мм;
б — боковые силы на набегающем левом колесе, кН;
в — углы поворота (набегания) первой колесной пары, мрад
Fig. 2. Graphs of dynamic parameters during running of the car on the side track of the right turnout for schemes *1–5*:
а — lateral displacement of the first wheelset, mm;
б — lateral forces on the oncoming left wheel, kN;
в — the angles of rotation (run-on) of the first wheelset, millirad

по переводной кривой, определяемый инерционными силами и силами крипа в системе «колесная пара — рельсовая колея».

При первоначальном прижатии к правому (внутреннему) рельсу (рис. 2, *б,* кривые *3* и *4*) из-за возможных перекосов колесной пары в тележке в различные стороны координаты начала ее набегания на остряк различаются на величину порядка 6 м, что отражается на всем процессе набегания (соответствующие графики изменения боковых сил приведены на рис. 2, *б*). Однако в дальнейшем это различие в переходных процессах нивелируется и не сказывается на силах, действующих при движении по крестовине.

Изменение угла поворота колесной пары в колее обуславливается не только перекосом тележки в колее при входе в стрелочный перевод, но и резким поворотом средней линии колеи в начале остряка на 7,9 мрад. Скачок на 8 мрад, вызванный наличием стрелочного угла, проявляется на всех графиках (рис. 2, *в*). Однако изменение величины данного угла, при котором наблюдается скачок, зависит от положения и поворота колесной пары в рельсовой колее. При центральном положении колесной пары (рис. 2, *в,* кривая *1*) скачок начинается с нулевого отклонения. При прижатии тележки к рельсу без перекоса (рис. 2, *в*, кривые *2* и *3*) он смещается на 2 мрад, при первоначальном повороте колесных пар по часовой стрелке — на минус 40 мрад (рис. 2, *в*, кривая *4*), а против часовой стрелки (рис. 2, *в*, кривая *5*) — тоже на 40 мрад, но со знаком «плюс».

Движение второй колесной пары в тележке происходит более плавно, так как углы набегания и ударные процессы уменьшаются вследствие начавшегося поворота тележки.

Влияние параметров тележки и условий входа на процессы движения. Проведенные расчеты показали, что сила удара колеса при входе колесной пары в стрелочный перевод может различаться в два раза в зависимости от первоначального положения тележки. При скорости 40 км/ч для колес с толщиной гребня порядка 26 мм величины боковых сил колеблются в диапазоне 40...80 кН.

Для анализа влияния толщины гребня на параметры движения вагона по стрелочному переводу рассматривали движение на боковой путь вагона с толщиной гребней колес от 22 до 33 мм. Зазор в колее на сторону в этом случае составлял от 7 до 18 мм. На рис. 3 приведены графики поперечного отклонения первой колесной пары с различной толщиной гребней колес от оси пути в пределах перевода при трех различных начальных условиях входа. Соответствующие величины боковых сил приведены на рис. 4. При наличии зазора в колее набегание колеса на рельс происходит не в начале остряка с координатой 97,5 м, а несколько позже. При одинаковых нулевых начальных условиях для колеса с толщиной гребня 33 мм набегание наступает через 0,9 м после начала остряка (рис. 4, *б*), а для колеса с толщиной гребня 22 мм — дальше на 1,8 м (рис. 4, *а*), когда выбираются все зазоры.

Вследствие того что колесная пара движется непрямолинейно, расстояния до начала набегания при первоначальном нулевом отклонении (кривая *1*) несколько отличаются от расчетных величин (0,7 м для гребня толщиной 33 мм и 1,7 м для гребня толщиной 22 мм). С уменьшением толщины гребней колес углы набегания тоже возрастают и достигают 0,010 и 0,013 мрад, что сказывается на величине действующих сил. Величины боковых сил набегания при первоначальном

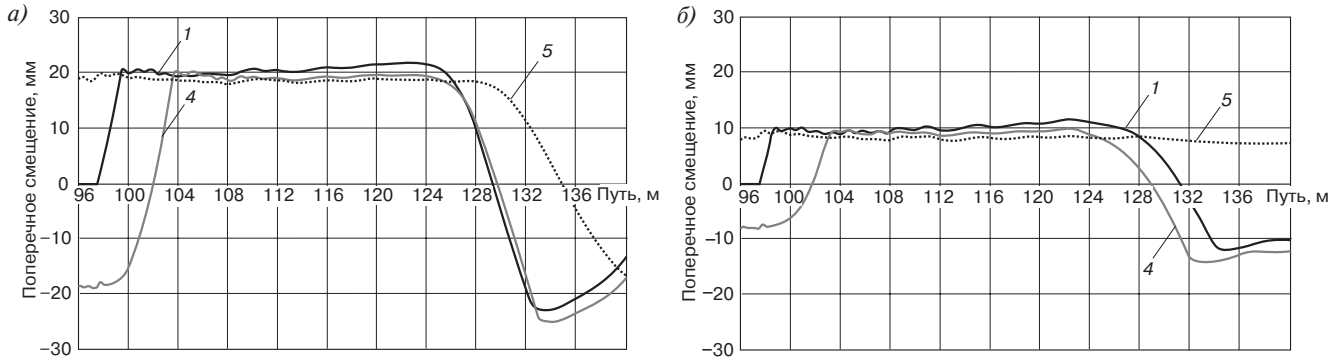

Рис. 3. Траектория движения первой колесной пары от оси пути в пределах перевода для схем *1*, *4*, *5*:
а — с толщиной гребней колес 22 мм; *б* — с толщиной гребней колес 33 мм
Fig. 3. Trajectory of the first wheelset from the axis of the track within the turnout for schemes *1*, *4*, *5*:
а — with wheel flange thickness 22 mm; *б* — with wheel flange thickness 33 mm

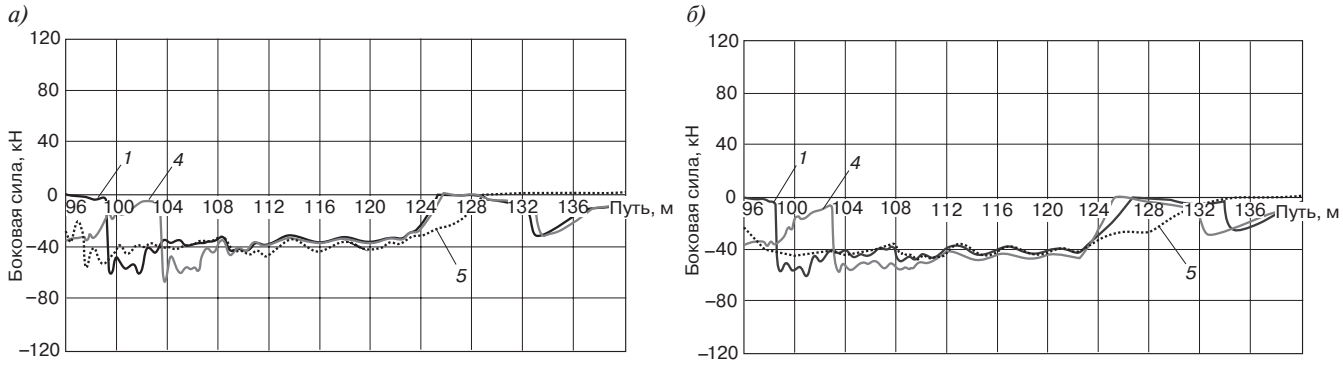

Рис. 4. Боковые силы взаимодействия колеса первой колесной пары и элемента стрелочного перевода для схем *1*, *4*, *5*:
а — с толщиной гребней колес 22 мм; *б* — с толщиной гребней колес 33 мм
Fig. 4. Lateral forces of interaction of the wheel of the first wheelset and the turnout element for schemes *1*, *4*, *5*:
а — with wheel flange thickness 22 mm; *б* — with wheel flange thickness 33 mm

отсутствии перекоса тележки составляют 58 и 61 кН соответственно. Ударные воздействия при набегании продолжаются на протяжении 1,5...2 м. Второе увеличение пикового значения ударов (примерно на 1 кН) превышает первоначальную величину боковой силы, так как за этот участок увеличиваются угол набегания и силы трения на поверхности катания.

Кривая *4* на рис. 2–4 соответствует параметрам движения колесных пар тележки, которая перед входом в стрелочный перевод повернута по часовой стрелке (в направлении поворота на боковой путь) так, что первая колесная пара прижата вначале к правому (внутреннему) рельсу переводной кривой.

Такому положению вагона соответствует максимальное удаление точки набегания от начала острякa. Как было сказано выше, величина полного зазора в колее в этом случае для гребня колеса толщиной 33 мм составляет 14 мм, а для гребня толщиной 22 мм, соответственно 36 мм, что определяет расстояние до начала набегания в 102,7 и 103,5 м (рис. 4) при боковых силах 60 и 70 кН.

Таким образом, полученные результаты математического моделирования показали, что с уменьшением толщины гребня колеса увеличивается зазор в колее, а значит, и угол набегания колеса на рельс, следовательно увеличивается и максимальная величина боковой силы.

Наличие неровностей на рельсовых элементах стрелочных переводов приводит к дополнительному увеличению сил взаимодействия и, соответственно, к снижению устойчивости от схода вагона с рельсов. Неровности на пути удовлетворительного состояния приводят к увеличению боковых сил в среднем на 20 %.

Проведенные расчеты показали наличие множества факторов, влияющих на безопасность прохождения стрелочного перевода. На опасность схода существенное влияние оказывает очертание гребня. В мировой и отечественной практике величина угла наклона гребня колеса характеризуется показателем qR, который представляет собой горизонтальную проекцию участка рабочей поверхности гребня, ограниченного точками, находящимися на расстоянии 13 мм по вертикали от круга катания и 2 мм от вершины гребня (рис. 5). Изменение угла наклона гребня с 60 до 70° приводит к уменьшению

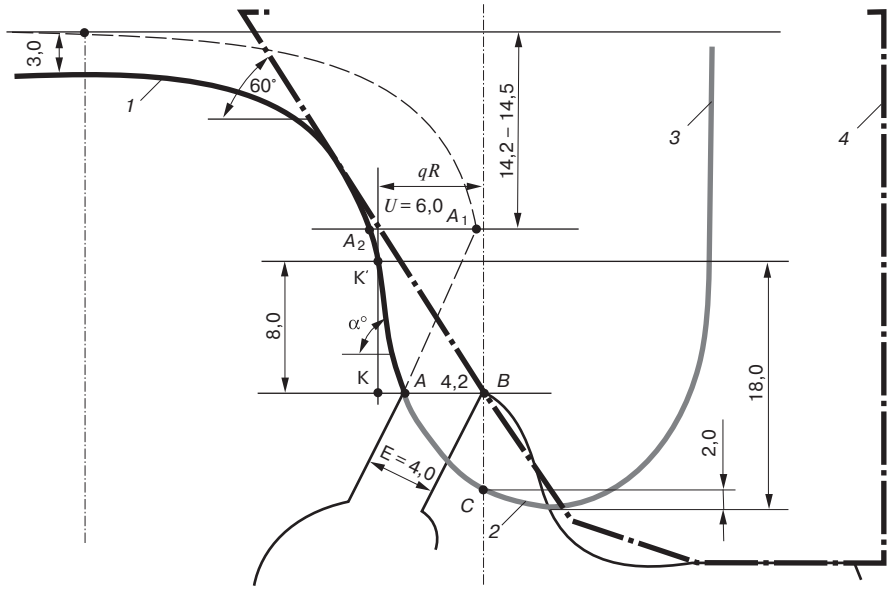

Рис. 5. Зависимость взаимного положения остряка, рамного рельса и гребня колеса со схемой определения величины параметра *qR*: *1* — рамный рельс; *2* — остряк; *3* — гребень колеса; *4* — шаблон «КОР»; E — допускаемое неприлегание остряка к рамному рельсу; пунктиром показан профиль неизношенного рамного рельса; *A* — точка, в которой вершина остряка касается рамного рельса в прижатом к нему положении; A_1 — точка пересечения рабочей и боковой поверхностей неизношенного рамного рельса; A_2 — соответствующая точке A_1 точка на рамном рельсе с боковым износом U=6,0 мм; *B* — вершина острия остряка; *C* — точка пересечения вертикали, проходящей через вершину остряка, с образующей гребня колеса; K' — точка на гребне колеса на уровне измерения его толщины; K — точка пересечения вертикали, проходящей через точку K', с продолжением линии *AB*

Fig. 5. Dependence of the relative position of the point, frame rail and wheel flange with a diagram for determining the parameter *qR*: *1* — frame rail; *2* — switch point; *3* — wheel flange; *4* — universal template "COR"; *U* — side wear of the frame rail; E — permissible misalignment of the point to the frame rail; dashed line shows the profile of the non-wear frame rail; *A* — point at which the top of the switch point touches the frame rail in a position pressed to it; A_1 — intersection point of the operating and lateral surfaces of the worn frame rail; A_2 — point corresponding to the A_1 on the frame rail with lateral wear U = 6.0 mm; *B* — top of the switch point tip; *C* — intersection point of the vertical, passing through the top of the switch point, with the generatric of the wheel flange; K' — point on the wheel flange at the measuring level of its thickness; K — intersection of the vertical, passing through the point K', with the continuation of the line *AB*

коэффициента запаса устойчивости подвижного состава на стрелочном переводе в 1,5 раза.

Вариант расчета с наименьшей величиной коэффициента устойчивости от схода, равной 1,7, был зафиксирован при входе в стрелку колесной пары с толщиной гребня 31 мм при первоначальном смещении на 10 мм с углом набегания 24 мрад. Величина боковой силы при набегании составляла 87 кН.

Несколько большая величина боковой силы (88 кН) была получена для варианта с толщиной гребня 22 мм при смещении на 22 мм с углом набегания 32 мрад, однако вследствие несовпадения фаз набегания и боковой качки коэффициент устойчивости составил 2,4.

Минимальная величина боковой силы 30 кН с коэффициентом устойчивости 4,2 была получена для варианта расчета движения колесной пары с толщиной гребня 26 мм при первоначальном смещении на 10 мм с перекосом 13 мрад.

Выводы. 1. В зависимости от условий входа вагона в стрелочный перевод величина боковых сил взаимодействия колес и рельсов при движении по стрелке на боковой путь может различаться почти втрое.

2. Величина конусности профиля колеса не влияет на величину боковых сил при набегании на боковую грань головки рельса, однако величина угла наклона гребня колеса, характеризующаяся параметром *qR*, при набегании на рельс оказывает существенное влияние на сопротивление сходу колеса.

3. Наибольшую опасность с точки зрения возможности набегания колес на острие остряка представляют колеса, у которых угол наклона образующей гребня увеличивается по мере уменьшения его толщины; наиболее опасными в этом смысле являются колеса с остроконечным накатом вблизи вершины гребня. Тогда гребень колеса контактирует только с краем боковой поверхности рамного рельса, и в случае опирания (контакта) вершиной гребня колеса на головку остряка вся вертикальная нагрузка будет передаваться только на нее, что вызовет наезд колеса на остряк.

4. Изменение угла наклона гребня с 60 до 70° приводит к уменьшению коэффициента запаса устойчивости подвижного состава на стрелочном переводе в 1,5 раза.

Таким образом, по результатам математического моделирования, проведенного с учетом фактических распределений размеров и геометрии рабочих поверхностей колес и элементов стрелочных переводов,

получено, что основными характеристиками, обеспечивающими безопасность прохода вагонами с изношенными колесными парами стрелочных переводов (без набегания колес на их рельсовые элементы), являются толщина гребня колеса и угол наклона его образующей.

Необходимая минимальная величина наклона гребня колеса, обеспечивающая безопасность (параметр qR), определяется созданием условий, не допускающих набегания колеса на острие остряка. При существующих нормах износа элементов стрелочных переводов и взаимного положения их рельсовых элементов, а также с учетом результатов проведенных расчетов допускаемая величина qR должна находиться в диапазоне 6,0...6,5 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахунянц Г. М. Железнодорожный путь. М.: Транспорт, 1987. 479 с.

2. Расчеты и проектирование железнодорожного пути / В. В. Виноградов [и др.]; под ред. В. В. Виноградова, А. М. Никонова. М.: Маршрут, 2003. 486 с.

3. Глюзберг Б. Э. Влияние параметров гребней вагонных колес на безопасность движения по стрелочным переводам // Вестник ВНИИЖТ. 2018. Т. 77. № 2. С. 67–76. DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76.

4. Глюзберг Б. Э. Расчет и проектирование скоростных стрелочных переводов и съездов. М.: РГОТУПС, 2002. 55 с.

5. Ромен Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 210 с.

6. Pogorelov D. Yu. Simulation of rail vehicle dynamics with Universal Mechanism software / A. Sladkowski (ed.). Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems. Gliwice, 2005. P. 13–58.

7. Ромен Ю. С. Устойчивость движения вагонов на тележках 18-100 // Вестник ВНИИЖТ. 2019. Т. 78. № 3. С. 149–154. DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-149-154.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

РОМЕН Юрий Семенович,
д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник, научный центр «Путевая инфраструктура и вопросы взаимодействия колесо — рельс» (НЦ «ЦПРК»), АО «ВНИИЖТ»

ГЛЮЗБЕРГ Борис Эйнихович,
д-р техн. наук, профессор, заведующий лабораторией «Стрелочное хозяйство», АО «ВНИИЖТ»

ТИМАКОВА Елена Андреевна,
канд. техн. наук, заведующий лабораторией «Колесные пары и буксовые узлы», научный центр «Нетяговый подвижной состав и автотормозные системы поезда» (НЦ «НПСАП»), АО «ВНИИЖТ»

БЫКОВ Владимир Александрович,
канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, лаборатория «Прочностные расчеты», отделение «Динамика и прочность подвижного состава и инфраструктуры», АО «ВНИКТИ»

Статья поступила в редакцию 10.12.2019 г., актуализирована 27.03.2020 г., принята к публикации 23.04.2020 г.

Для цитирования: Особенности математического моделирования динамических процессов прохождения вагоном стрелочного перевода / Ю. С. Ромен [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2020. Т. 79. № 3. С. 119–126. DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-119-126.

Features of mathematical modeling of dynamic processes of car passing railroad turnouts

Yu. S. ROMEN[1], B. E. GLYUZBERG[1], E. A. TIMAKOVA[1], V. A. BYKOV[2]

[1] Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia
[2] Joint Stock Company "Research and Design and Technological Institute of Rolling Stock" (JSC "VNIKTI"), Kolomna, 140402, Russia

Abstract. Dimensions and tolerances in the "wheelset — railway track" system are interconnected, since the normative values of geometric parameters and shape of the elements of the wheelsets and the track's upper structure are directly dependent. In 2018–2019 in order to establish the minimum permissible thickness of wheel flanges for freight cars in operation and to determine the influence of the thickness and shape of wheel flanges on the safe passage of turnout elements, JSC "VNIIZhT" conducted comprehensive studies, including the development of a methodology and mathematical modeling of the interaction of wheelsets and turnout elements. Features of modeling the dynamic processes of the entry of the first bogie of a freight car into the railway turnout when running to the side track are presented. The process of moving a freight car along the turnout is described depending on the geometric parameters of the wheelset and track elements of the turnout, the position in the gauge of its first bogie before running into the switch point. Results of calculations of the lateral forces of the interaction of the wheelset and the turnout show that when running on, the maximum forces occurred during wheel impacts in the turnout elements, which depend on the conditions of the bogie entering the turnout. The initial position of the bogie and the peculiarities of its motion in the gauge determine the position of the meeting point and the value of the angle of incidence, their combination determines the maximum value of the force when moving to the lateral track, which, depending on the entry conditions, can differ by more than twice. Calculations showed that a change in the angle of inclination of the flange from 60 to 70° leads to a decrease in the safety factor of rolling stock on the turnout by 1.5 times. Required minimum value of the inclination of the wheel flange, ensuring safety (qR parameter), is determined by the creation of conditions that do not allow the wheel to run onto the tip of the switch point. Under existing norms of wear of turnout elements and the relative position of their rail elements, as well as taking into account the results of the calculations, the permissible value of qR should be in the range of 6.0...6.5 mm.

Keywords: turnout; entering process; magnitude of lateral force; angle of incidence on the switch point; calculation of lateral forces on the point

DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-119-126

REFERENCES

1. Shakhunyants G. M. *Zheleznodorozhnyy put'* [Railway track]. Moscow, Transport Publ., 1987, 479 p.

2. Vinogradov V. V., Nikonov A. M., Yakovleva T. G. *Raschety i proektirovanie zheleznodorozhnogo puti* [Calculations and design of the railway track]. Moscow, Marshrut Publ., 2003, 486 p.

3. Glyuzberg B. E. *Vliyanie parametrov grebney vagonnykh koles na bezopasnost' dvizheniya po strelochnym perevodam* [Influence of the parameters of the car wheel flanges on the safety operation in turnouts]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2018, Vol. 77, no. 2, pp. 67–76. DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76.

4. Glyuzberg B. E. *Raschet i proektirovanie skorostnykh strelochnykh perevodov i s "ezdov* [Calculation and design of high-speed turnouts and connecting tracks]. Moscow, RGOTUPS Publ., 2002, 55 p.

5. Romen Yu. S. *Dinamika zheleznodorozhnogo ekipazha v rel'sovoy kolee. Metody rascheta i ispytaniy* [Dynamics of a railway carriage in a rail track. Calculation and testing methods]. Moscow, VMG-Print Publ., 2014, 210 p.

6. Sladkowski A., Pogorelov D. *Simulation of rail vehicle dynamics with Universal Mechanism software*. Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems, Gliwice, 2005, pp. 13–58.

7. Romen Yu. S. *Ustoychivost' dvizheniya vagonov na telezhkakh 18-100* [Motion stability of railway cars on bogies 18-100]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2019, Vol. 78, no. 3, pp. 149–154. DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-149-154.

ABOUT THE AUTHORS

Yuriy S. ROMEN,
Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, Scientific Center "Track infrastructure and wheel – rail interaction issues" (SC "TsPRK"), JSC "VNIIZhT"

Boris E. GLYUZBERG,
Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Laboratory "Turnout facilities", JSC "VNIIZhT"

Elena A. TIMAKOVA,
Cand. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory "Wheelsets and axle boxes", Scientific Center "Non-traction rolling stock and auto-brake train systems", JSC "VNIIZhT"

Vladimir A. BYKOV,
Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher, Laboratory "Strength calculations", Department "Dynamics and strength of rolling stock and infrastructure", JSC "VNIKTI"

E-mail: uromen@mail.ru (Yu. S. Romen)

Received 10.12.2019
Revised 27.03.2020
Accepted 23.04.2020

For citation: Romen Yu. S., Glyuzberg B. E., Timakova E. A., Bykov V. A. Features of mathematical modeling of dynamic processes of car passing railroad turnouts. Vestnik of the Railway Research Institute. 2020. 79 (3): 119–126 (In Russ.). DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-119-126.

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Ромен Ю. С. Взаимодействие пути и экипажа в рельсовой колее. М.: РАС, 2019. 160 с.

Рассмотрены проблемы системы «колесо–рельс». Дано описание основных этапов моделирования динамических процессов и проведения испытаний. Изложена методика составления математической модели движения подвижного состава и определения параметров взаимодействия подвижного состава и пути в процессе испытаний. Показано влияние состояния поверхности катания на силы вписывания, а также влияние неровностей на колебания тележки.

Певзнер В. О. Научные основы системы управления состоянием пути. М.: РАС, 2018. 272 с.

Рассмотрены цели и задачи систем управления состоянием пути, организации технического обслуживания пути, методы оценки воздействия подвижного состава на путь и возможности их совершенствования, вопросы работы пути в условиях повышения осевых нагрузок подвижного состава, опыт унификации ширины колеи на российских железных дорогах и оптимизации возвышения наружного рельса в кривых, перспективные направления совершенствования системы оценки состояния пути и его технического обслуживания.

Экспериментальная оценка взаимодействия экипажа и пути при скоростном и высокоскоростном движении»: коллективная монография / под ред. А. М. Бржезовского. М.: РАС, 2019. 152 с.

Авторы: к.т.н. А. М. Бржезовский — редактор (предисловие, 1.1, 1.2, 1.4, 2–4, 5.1, заключение); к.т.н. Д. Н. Аршинцев (3.1–3.3, 4); инж. О. Г. Бржезовская (2.1); д.т.н. проф. Б. Э. Глюзберг (1.3, 5.2); инж. В. Г. Донец (5.2); к.т.н. А. В. Заверталюк (1.2); к.т.н. Д. Е. Кирюшин (3.2); к.т.н. М. В. Козлов (2.2, 3.4); к.т.н. И. Н. Максимов (5.1); инж. А. Г. Парчевский (4.1); к.т.н. И. В. Смелянский (3.1–3.3, 4); д.т.н. проф. Ю. С. Ромен (1.2, 1.4); к.т.н. Ю. С. Тихов (4.1); к.т.н. М. И. Титаренко (5.2); инж. С. В. Толмачев (3.1–3.3, 4, 5.1).

В монографии приведен обзор особенностей конструкции экипажной части скоростного и высокоскоростного пассажирского подвижного состава железных дорог шириной колеи 1520 мм. Обобщены результаты комплексных ходовых и по воздействию на путь и на стрелочные переводы испытаний различных типов пассажирского подвижного состава, проведенные с целью определения условий обращения на линиях смешанного пассажирского и грузового движения.

Книги рассчитаны на научных и инженерно-технических работников железнодорожного транспорта, а также могут быть полезны преподавателям и студентам транспортных вузов.

По вопросам приобретения книг обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, редакционно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (499) 260-43-20, e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru.