

УДК 625.031.1

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ
МЕХАНИЗМОВ ЗАМЫКАНИЯ СТРЕЛОЧНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Д. Е. Минаков (Юго-Восточная Дирекция инфраструктуры ОАО «РЖД»)

В настоящее время путевое хозяйство в Российской Федерации является многофункциональным комплексом, на долю которого приходится около половины основных фондов железнодорожного транспорта, четверть эксплуатационных расходов и пятая часть персонала отрасли по основным направлениям деятельности [2]. При этом как отмечается в [8] безопасное функционирование железнодорожного транспорта требует проведения согласованной политики в области совершенствования существующих систем безопасности движения поездов.

В последнее время Российские железные дороги уделяют достаточно серьезное внимание вопросу повышения безопасности движения, рассматривая при этом как традиционные [6], так и инновационные направления [4, 5, 9] решения данной проблемы.

При этом для выполнения основной задачи путевого хозяйства (обеспечения бесперебойного и безопасного движения поездов с установленными скоростями) при эксплуатации и ремонтах пути необходимо внедрять прогрессивные конструкции, а также совершенствовать технологии и технику. Поэтому в соответствии с распоряжением ОАО «РЖД» от 14 июня 2012 г. № 1194р 3-5 октября 2012 г. в г. Ростов-на-Дону была проведена VI международная научно-практическая конференция «Автоматика и телемеханика на железнодорожном транспорте» и приуроченная к ней выставка достижений в области автоматике и телемеханики «ТрансЖАТ-2012» [7].

По итогам конференции был разработан и утвержден ряд рекомендаций (в частности, п. 1.19 «Продолжить работы по совершенствованию стрелочных переводных и замыкающих устройств нового поколения»). В соответствии с этим в настоящее время весьма актуальна проблема повышения качества разработки, производства и обслуживания технических средств автоматике и телемеханики, в том числе оптимизация конструкции стрелочных электроприводов.

Главным назначением силовой цепи стрелочного электропривода и его составной части (механизма замыкания шибера) является не работа механизма, связанная с переводом острия стрелки, а обеспечение безопасности движения поездов, связанное с удержанием острия в прижатом к рамному рельсу и за-

мкнутом крайнем положении при проходе состава по стрелке [1, 3].

При прохождении подвижного состава по стрелке возникают усилия, действия которых направлено на отжим (отвод) прижатого остряка от рамного рельса. Для определения величины необходимого усилия замыкания шибера электропривода, обеспечивающего гарантированное удержание прижатого остряка к рамному рельсу $F_{зам}$, рассмотрим схему, приведенную на рисунке 1.

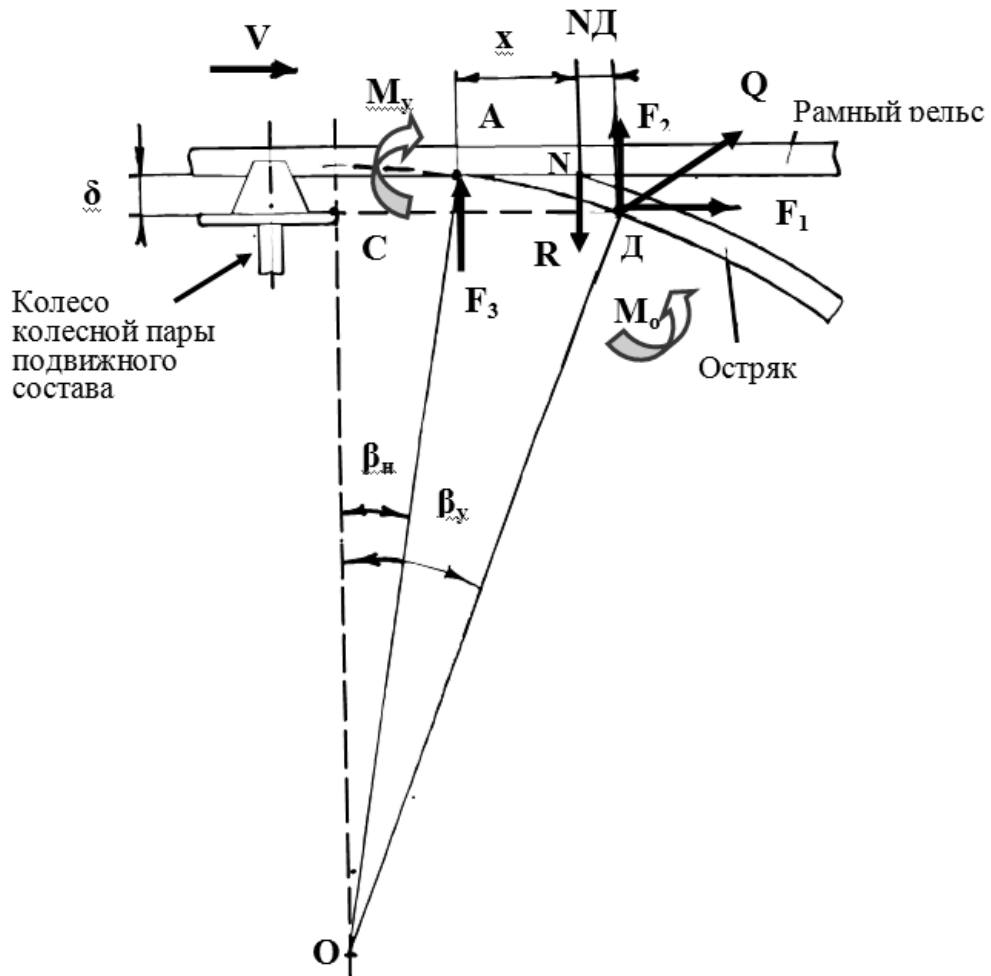


Рисунок 1 – Схема прохода колеса подвижного состава по стрелке

На стрелочных переводах состояние остряка в крайнем (прижатом к рамному рельсу) положении происходит под начальным углом β_n , который образуется при теоретическом пересечении рабочей грани рамного рельса с рабочей гранью остряка. Текущий угол зависит от положения колеса при входе на стрелку и называется углом удара β_y . Сила Q (сила бокового удара гребня колеса об остряк) создает момент M_o , направленный на разворот остряка относительно точки N в направлении против часовой стрелки.

$$M_o = F_2 \cdot ND + F_1 \cdot \sigma. \quad (1)$$

Для того, чтобы компенсировать этот момент и не допустить отвод остряка остряка в точке A необходимо приложить усилие F_3 , которое с учетом плеча NA создает момент M_y , направленный в сторону по часовой стрелке и компенсирующий действие момента M_o , целью которого является отжатие остряка от рамного рельса.

$$M_y = F_3 \cdot NA. \quad (2)$$

В данных формулах σ – зазор между рамным рельсом и колесом; F_1 – продольная составляющая силы бокового удара гребня колеса об остряк, которая численно равна силе бокового прижатия гребня колеса к остряку колесной пары; F_2 – поперечная составляющая силы бокового удара гребня колеса об остряк; F_3 – усилие замыкания (удержания) остряка; A – точка приложения силы, удерживающей остряк; D – точка удара колеса в остряк; N – точка конца строжки остряка; C – текущая координата соприкосновения остряка и колеса.

Из расклада сил, действующих в зоне контакта колеса тележки подвижного состава при вкатывании на стрелку с движением на боковой путь, выведем уравнение для определения усилия замыкания (удержания) остряка:

$$F_1 \cdot \sigma + F_2 \cdot ND = F_3 \cdot NA. \quad (3)$$

Из уравнения 3 следует, что усилие замыкания остряка определяется выражением:

$$F_3 = \frac{F_1 \cdot \sigma + F_2 \cdot ND}{NA}. \quad (4)$$

Усилие, обеспечивающее надежное замыкание (удержание) прижатого остряка должно удовлетворять следующему условию:

$$F_{y\partial} \geq F_3. \quad (5)$$

Величина $F_{y\partial}$ устанавливает предельно допустимые рабочие усилия, которые способен выдерживать стрелочный привод длительное время без разрушений и сверх нормативных деформаций (менее 4 мм).

Учитывая условие надежного запираения и наличие угла удара β_y , выра-

жение для определения усилия надежного прижатия остряка к рамному рельсу имеет вид:

$$F_{зам} \geq F_3 = \frac{G \cdot k_y \cdot \operatorname{tg} \beta_y \cdot n \cdot k_d}{m}, \quad (6)$$

где G – нагрузка на ось ($G_{max} = 25$ т); n/m – тангенс угла нормали контакта колеса с остряком ($n/m = 1/5$); k_y – коэффициент устойчивости колесной пары на рельсе ($k_y = 3,5-5,0$); k_d – коэффициент динамики, увеличивающий фактическую нагрузку колес, по сравнению с ее статическим значением ($k_d = 4$).

В результате вычислений (6) минимально допустимое усилие замыкания прижатого остряка к рамному рельсу для различных марок стрелочных переводов находится в диапазоне $F_3 = 8500-12500$ Н.

Усилия, возникающие при прохождении подвижного состава по стрелке и направленные на отжим прижатого остряка от рамного рельса, воспринимаются гарнитурой (рабочей тягой) и электроприводом (механизмом замыкания шибера). Для обеспечения безопасности прохождения подвижного состава по стрелке усилие замыкания прижатого остряка должно быть гарантированной величиной с определенным запасом прочности (4-5).

Таким образом, усилие надежного удержания (замыкания) остряка стрелочным приводом составляет (в большинстве отечественных и зарубежных электроприводах) $F_{зном} = 50000-90000$ Н.

В то же время рамный рельс при проходе подвижного состава из-за крепления к шпальным брускам с определенной жесткостью (абсолютно жестким это крепление быть не может т. к. в противном случае это приведет к поломке подвижного состава) изменяет свое положение (рис. 2). При этом смещение рамного рельса и остряка при проходе поезда носит колебательный характер по причине наличия контактной жесткости Ψ с затухающей амплитудой y из-за обязательного присутствия в кинематических парах потерь на трение Ω различного характера.

В идеале прижатый к рамному рельсу остряк должен колебаться вместе с рамным рельсом на одну и ту же величину y , допуская наклон рамного рельса на угол γ .

Рассмотрим две кинематические схемы замыкания прижатого остряка.

В соответствии с первой моделью (рис. 3, а) положение прижатого к рам-

ному рельсу остряка ограничивается с одной стороны рамным рельсом, что не позволяет первому смещаться за пределы второго, а с другой стороны механизмом замыкателя, что при соблюдении требований необходимой прочности этого механизма и отдельных его элементов не позволяет остряку смещаться в сторону от рамного рельса на критическую величину (согласно требованиям ПТЭ – 4 мм и более).

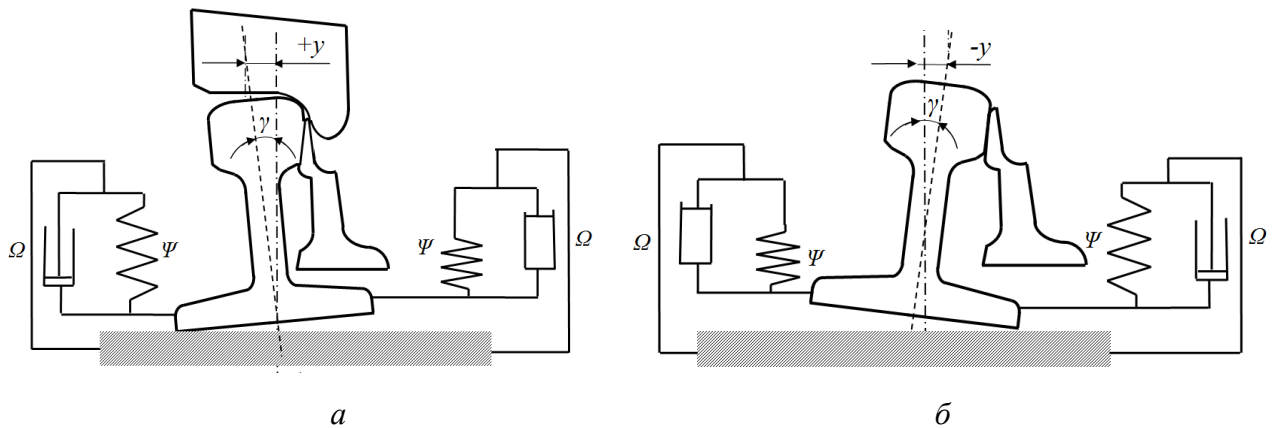
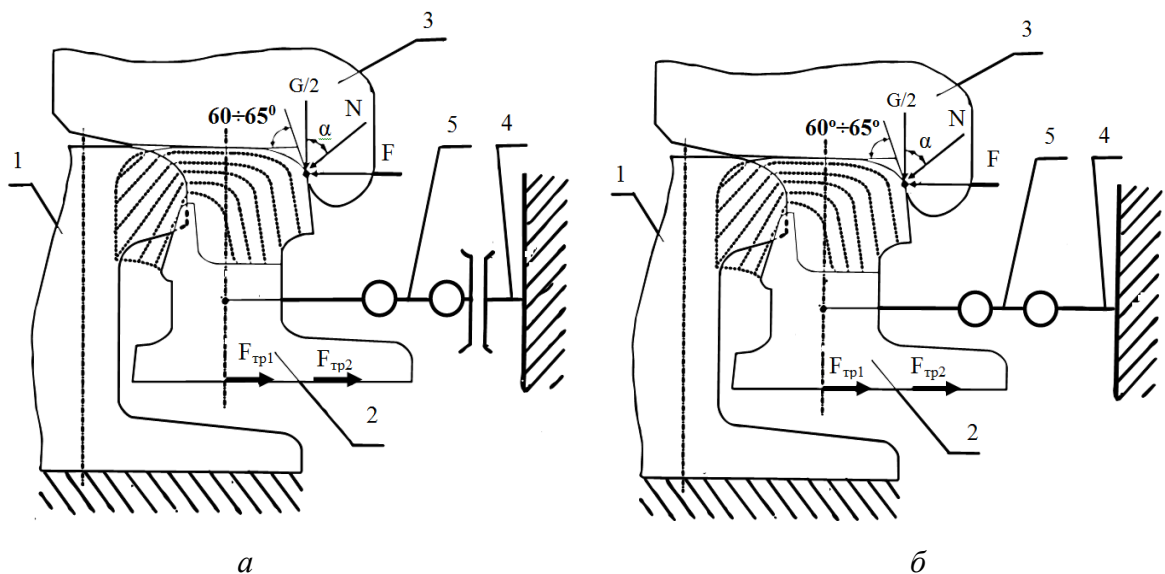


Рисунок 2 – Модель колебаний рамного рельса и остряка при проходе подвижного состава по стрелке

В соответствии со второй моделью (рис. 3, б) положение прижатого к рамному рельсу остряка удерживается как в сторону ближнего рамного рельса, так и в сторону от рамного рельса механизмом замыкателя.



1 – рамный рельс, 2 – остряк, 3 – колесо, 4 – механизм замыкания, 5 – рабочая тяга

Рисунок 3 – Кинематические схемы замыкания прижатого остряка

Принципиальное отличие приведенных кинематических схем заключается в том, что на рисунке 3, а остряк замкнут и жестко удерживается в сторону от рамного рельса (направо) замыкателем 4, а в сторону рамного рельса (налево) замыкатель не удерживает остряк и допускает перемещение его в сторону прямого бокового давления силой F ограниченное только рамным рельсом.

В кинематической схеме, приведенной на рисунке 3, б механизм замыкания 4 обеспечивает удержание остряка, как в сторону от рамного рельса (направо), так и в сторону рамного рельса (налево) в равной степени.

Динамические силы, действующие на остряк при проходе поезда и направленные в сторону прижатия остряка к рамному рельсу, имеют значительные величины, а так как остряк находится между гребнем колеса и рамным рельсом, то замыкание остряка по кинематической схеме (рис. 3, б) приведет либо к поломке механизма замыкания, либо к потере устойчивости колеса на стрелке (к сходу подвижного состава) при условии, что не обеспечено условие свободного перемещения остряка в направлении рамного рельса.

Поэтому кинематическая схема замыкания прижатого к рамному рельсу остряка, приведенная на рисунке 3, б является неприемлемой и не может быть принята к исполнению.

Итак, замыкание и удержание прижатого к рамному рельсу остряка должно быть односторонним, исключаяющим его смещение в сторону противоположную ближнему рамному рельсу (внутри колеи) и обеспечивать возможность свободного перемещения на величину y в сторону рамного рельса. Величина смещения y определяется по следующей формуле:

$$y \geq |c^-| + c^+ + z + \Delta, \quad (1)$$

где c^- , c^+ – допустимые нормы отклонения в содержании колеи пути ($c^- = -2$ мм, $c^+ = +4$ мм); z – максимальная допустимая величина зазора между остряком и рамным рельсом ($z < 4$ мм); Δ – величина дополнительного смещения остряка, обеспечивающая условия надежной работы механизма ($\Delta = 2-10$ мм).

Максимальная величина нормированного смещения остряка в сторону ближнего рамного рельса с учетом норм на отклонение колеи и величины зазора между остряком и рамным рельсом будет составлять, мм:

$$y \geq 2 + 4 + 4 + (2-10) = 12-20.$$

Отсюда следует, что механизм замыкания шиберов должен в обязательном порядке позволять смещаться остряку в сторону ближнего рамного рельса на величину не менее 10 мм и исключать его (остряка) смещение в стороны дальнего рамного рельса (внутри колеи).

С учетом вышесказанного, можно сделать следующие выводы:

1 Замыкание остряка (шибера) стрелочного перевода к рамному рельсу должно быть односторонним, обеспечивающим надежное удержание первого от смещения в сторону от рамного рельса.

2 Механизм замыкания шиберов (остряка и/или подвижного сердечника крестовины) должен обеспечивать возможность свободного перемещения остряка в сторону рамного рельса на величину допустимых норм зазоров между ними и отклонений в содержании колеи. Эта величина должна быть не менее 12 мм.

3 Кинематическая схема (механизм) замыкания остряка должна обеспечивать совместные колебания (смещения) остряка и рамного рельса как единого целого. Такое состояние надежно обеспечивается конструкцией внешнего замыкателя.

4 Механизм замыкания остряка должен обладать запасом прочности, обеспечивающим усилие замыкания и удержания его в замкнутом положении не менее 50000 Н.

5 При взрезе стрелки, оборудованной стрелочным электроприводом серии СП, особенно в случае взреза на вытягивание шиберов из электропривода, его прочностные свойства не обеспечивают необходимого запаса, т. к. усилие вырыва шиберов достигает 70-80 кН. В этом случае необходимо в обязательном порядке стрелочный электропривод, стрелочную гарнитуру и рабочие тяги заменить на новые, а сами изделия подвергнуть тщательному осмотру в условиях РТУ дистанции.

Библиографический список

1 Горелик, А. В. Безопасность и надежность электромеханических устройств железнодорожной автоматики [Текст] : Монография / А. В. Горелик, Е. Ю. Минаков. – М. : Российский гос. открытый технический ун-т путей сообщ., 2008.

2 Ермаков, В. М. Развитие инновационных средств и технологий в путевом комплексе [Текст] / В. М. Ермаков // Евразия-Вести: транспортная газета. –

2012. – № 8. – с. 5.

3 Минаков, Е. Ю. Системы и технические средства обеспечения перевода стрелок [Текст] : Монография / Е. Ю. Минаков, В. В. Шуваев. – Москва, 2004.

4 Платонов, А. А. Перспективные транспортные средства текущего содержания железнодорожного пути [Текст] / А. А. Платонов, М. А. Платонова, Н. Н. Киселёва // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 2. – С. 135.

5 Платонова, М. А. Инновационные колёсные машины для обслуживания железнодорожного пути [Текст] / М. А. Платонова, А. А. Платонов // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 2. – С. 198.

6 Платонова, М.А. Модернизация сортировочных станций как способ повышения уровня безопасности движения на железной дороге [Текст] / М. А. Платонова // Воронежский научно-технический Вестник. – 2013. – № 4. – С. 42-50.

7 Рекомендации «ТрансЖАТ-2012» // Евразия-Вести: транспортная газета. – 2012. – № 11. – С. 10-11.

8 Розенберг, Е. Н. Интеллектуальные системы ЖАТ на службе безопасности движения [Текст] / Е. Н. Розенберг, Е. Е. Шухина, В. А. Воронин // Евразия-Вести : транспортная газета. – 2012. – № 12. – С. 10-11.

9 Минаков, Е. Ю. Электропривод стрелочный для скоростных железных дорог [Текст] / Е. Ю. Минаков, П. В. Пензев, Д. Е. Минаков // патент на полезную модель RUS 94937 14.01.2010.