

БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДОВ

УДК 625.1.03

Э. И. ДАНИЛЕНКО, доктор технических наук; В. Н. МОЛЧАНОВ, аспирант; Т. П. ДАНИЛЕНКО, кандидат технических наук; Киевский университет экономики и технологий транспорта, г. Киев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ НА БОКОВОЙ ПУТЬ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ ПО УСЛОВИЮ НЕДОПУЩЕНИЯ НАКАТЫВАНИЯ ГРЕБНЯ КОЛЕСА НА РЕЛЬС

Предложена усовершенствованная методика установления зависимости допустимой скорости движения колес экипажей от радиуса кривой. Получены расчетные формулы, удобные для практического использования.

Для оценки возможности накатывания колеса на рельс при движении по криволинейной зоне стрелочного перевода необходимо рассмотреть условия граничного равновесия колесной пары в рельсовой колее (рисунок 1) без повышения наружного рельса в момент, когда одно из колес (наружное) находится в несколько приподнятом положении над поверхностью катания по боковой наклонной грани гребня (одноточечный контакт) и стремится опуститься на рельс под действием сил тяжести. Другое колесо при этом располагается на противоположном рельсе при максимальном зазоре между рабочими гранями гребня и рельса.

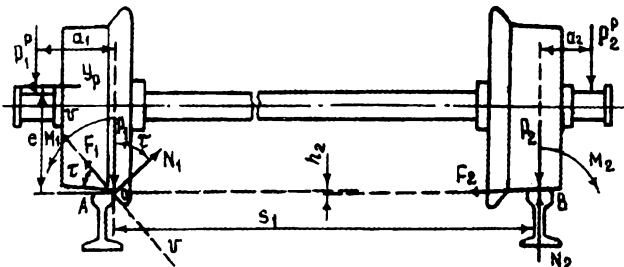


Рисунок 1 – Расчетная схема по определению устойчивости колесной пары от накатывания на рельс

В соответствии с [1] условия предельного равновесия будут выполняться в том случае, когда сумма проекций всех действующих и реактивных сил, спроектированных на плоскость накатывания v и перпендикулярную ей ось, а также сумма моментов всех действующих сил относительно точки контакта O будут равны нулю:

$$\left. \begin{aligned} (P_1 + P_2 - N_2) \sin \tau - F_1 - (Y_p + F_2) \cos \tau &= 0 \\ (P_1 + P_2 - N_2) \cos \tau + (Y_p + F_2) \sin \tau - N_1 &= 0 \\ M_1 + Y_p e - (P_2 - N_2) S_2 - M_2 - F_2 h_2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где P_1 и P_2 – силы, передаваемые на шейки колесной пары от надрессоренного строения; N_1 и N_2 –

нормальные составляющие реакций рельсов; F_1 и F_2 – силы трения; Y_p – горизонтальная рамная сила; M_1 и M_2 – моменты, действующие на наружный и внутренний рельсы; S_2 – расстояние от оси внутреннего рельса до рабочей грани наружного рельса; e – плечо приложения рамной силы; h_2 – понижение поверхности катания внутреннего рельса относительно точки контакта гребня колеса и наружного рельса.

Решив уравнения (1), проф. М.Ф. Вериго [2] вывел условие обеспечения от накатывания колеса на рельс в виде соотношения рамной силы, действующей на ось, и вертикальной силы, действующей на направляющее колесо:

$$\frac{Y_p}{P_1} \leq \frac{P_2 \mu b_2 - (S_2 - b_2) \operatorname{tg}(\tau - \varphi)}{P_1 \{e[\operatorname{tg}(\tau - \varphi) + \mu] - S_{21}\}} - \frac{\mu b_1 + (S_2 + b_1) \operatorname{tg}(\tau - \varphi)}{e[\operatorname{tg}(\tau - \varphi) + \mu] - S_2} + \frac{S_2 \left\{ I_2 \mu - I_1 \operatorname{tg}(\tau - \varphi) + \frac{P_T}{n} [\mu - 2 \operatorname{tg}(\tau - \varphi)] \right\}}{P_1 \{e[\operatorname{tg}(\tau - \varphi) + \mu] - S_2\}}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения скольжения гребня по рельсу; φ – угол трения; τ – угол наклона гребня к горизонту; P_T/n – неподдрессоренный вес тележки, отнесенный к 1 колесу; n – количество колес в тележке; b_1 – расстояние от середины шейки оси со стороны направляющего колеса до гребня; b_2 – расстояние от середины шейки оси противоположного колеса до рабочей грани направляющего колеса.

Сложность практического использования методики проф. М.Ф. Вериго заключается, во-первых, в громоздкости самого заключительного условия (2) и, во-вторых, в необходимости знания или дополнительного определения многих неизвестных величин, входящих в условие (2).

В данной работе предлагается усовершенствование методики проф. М.Ф. Вериго, которое заключается в том, что, используя опытные данные о соотношениях величин сил P_1 , P_2 и Y_p , возникающих при вписывании различных единиц подвижного состава в кривые разных радиусов при различных скоростях движения, после ряда упрощений можно получить заключительные формулы зависимости допускаемой скорости движения по условию недопущения накатывания гребня колеса на рельс от радиуса кривой:

$$v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} \leq A_2 \sqrt{R}, \quad (3)$$

где коэффициент A_2 будет иметь различные значения для различных единиц подвижного состава и будет зависеть от величины возвышения наружного рельса в кривой (рисунок 2).

Для 4-осного грузового вагона на тележках ЦНИИ-ХЗ-0 нами получены следующие зависимости $v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} \leq A_2 \sqrt{R}$ по условию недопущения накатывания гребня на рельс при отсутствии возвышения наружного рельса, т.е. для условий стрелочного перевода.

Общая формула имеет вид

$$v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} = A_2 \sqrt{R} = \sqrt{R} \sqrt{\frac{P_1 K_1 - P_2 K_2 - K_3 - a K_{\text{уст}}^{\text{нак}}}{b K_{\text{уст}}^{\text{нак}}}}. \quad (4)$$

Коэффициент A_2 можно определять по формуле

$$A_2 = \sqrt{\frac{P_1 K_1 - P_2 K_2 - K_3 - a K_{\text{уст}}^{\text{нак}}}{b K_{\text{уст}}^{\text{нак}}}}. \quad (5)$$

В формуле (4): R – радиус, м; $K_{\text{уст}}^{\text{нак}}$ – задаваемый в расчет коэффициент обеспечения устойчивости против накатывания колеса на рельс (при $K_{\text{уст}}^{\text{нак}} = 1,0$ имеет место начало накатывания, при $K_{\text{уст}}^{\text{нак}} = 1,5$ – условие недопущения накатывания); a и b – коэффициенты, принимаемые из приближенных выражений (полученных проф. О.П. Ершковым для различных экипажей) для определения поперечных сил вида $Y = a + b\alpha_{\text{нп}}$ ($\alpha_{\text{нп}}$ – непогащенное центробежное ускорение).

Как видно из формулы (5), коэффициент A является величиной переменной и изменяется в зависимости от соотношения вертикальных динамических сил P_1/P_2 , передаваемых на наружный и внутренний рельсы, и от заданного коэффициента обеспечения устойчивости $K_{\text{уст}}^{\text{нак}}$.

Коэффициенты K_1 , K_2 , K_3 определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{\mu_{\text{тр}} b_1 + (S_2 + b_1) \text{tg}(\tau - \varphi)}{S_2 - e[\text{tg}(\tau - \varphi) + \mu]}, \\ K_2 &= \frac{\mu_{\text{тр}} b_2 - (S_2 - b_2) \text{tg}(\tau - \varphi)}{S_2 - e[\text{tg}(\tau - \varphi) + \mu]}, \\ K_3 &= \frac{S_2 [I_2 \mu - I_1 \text{tg}(\tau - \varphi) + \frac{P_{\text{т}}}{n} (\mu - \text{tg}(\tau - \varphi))]}{S_2 - e[\text{tg}(\tau - \varphi) + \mu]} \end{aligned} \right\} (6)$$

По формулам (4) – (6) рассчитаны допускаемые скорости движения по стрелочным переводам $v = f(R)$ по условию недопущения накатывания колес на рельсы (для различных значений соотношения P_1/P_2 и разных заданных коэффициентов устойчивости $K_{\text{уст}}$). Результаты расчетов приведены в виде графиков зависимости $v = f(R)$ для пассажирских и грузовых вагонов в груженом и порожнем состояниях.

Для условий соотношения нагрузок $P_1/P_2 = 1,0$ и принятого коэффициента устойчивости $K_{\text{уст}}^{\text{нак}} = 1,5$ значения коэффициента A_2 можно принимать для грузовых вагонов $A_2 = 4,50 \dots 7,90$ и для пассажирских вагонов $A_2 = 7,90 \dots 8,4$.

При обезгруживании наружного колеса наполовину, т.е. при $P_1/P_2 = 0,5$, допускаемые скорости по условию накатывания резко уменьшаются. Значения коэффициентов A_2 соответственно также резко уменьшаются и становятся равными: для грузовых вагонов $A_2 = 1,33 \dots 3,44$, а для пассажирских $A_2 = 4,30 \dots 4,50$.

Таким образом, заключительные формулы для определения допускаемых скоростей движения по условию недопущения накатывания гребня колеса на рельс имеют следующий вид:

для грузовых вагонов:

$$\text{при } P_1/P_2 = 1,0 \Rightarrow v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} \leq (4,50 - 7,90) \sqrt{R}; \quad (7')$$

$$\text{при } P_1/P_2 = 0,5 \Rightarrow v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} \leq (1,33 - 3,44) \sqrt{R}$$

для пассажирских вагонов:

$$\text{при } P_1/P_2 = 1,0 \Rightarrow v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} \leq (7,90 - 8,40) \sqrt{R}; \quad (7'')$$

$$\text{при } P_1/P_2 = 0,5 \Rightarrow v_{\text{бок.с.п}}^{\text{нак}} \leq (4,30 - 4,50) \sqrt{R};$$

(В формулах (7') и (7'') меньшие значения коэффициента A_2 принимаются для порожнего вагона, а большие – для груженого).

Список литературы

- 1 Железнодорожный путь / Под ред. Г.М. Шахуняца. – М.: Транспорт, 1987.
- 2 Бромберг Е.М., Вериго М.Ф., Данилов В.М., Фришман М.А. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Трансжелдориздат, 1956.
- 3 Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава / Под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986.

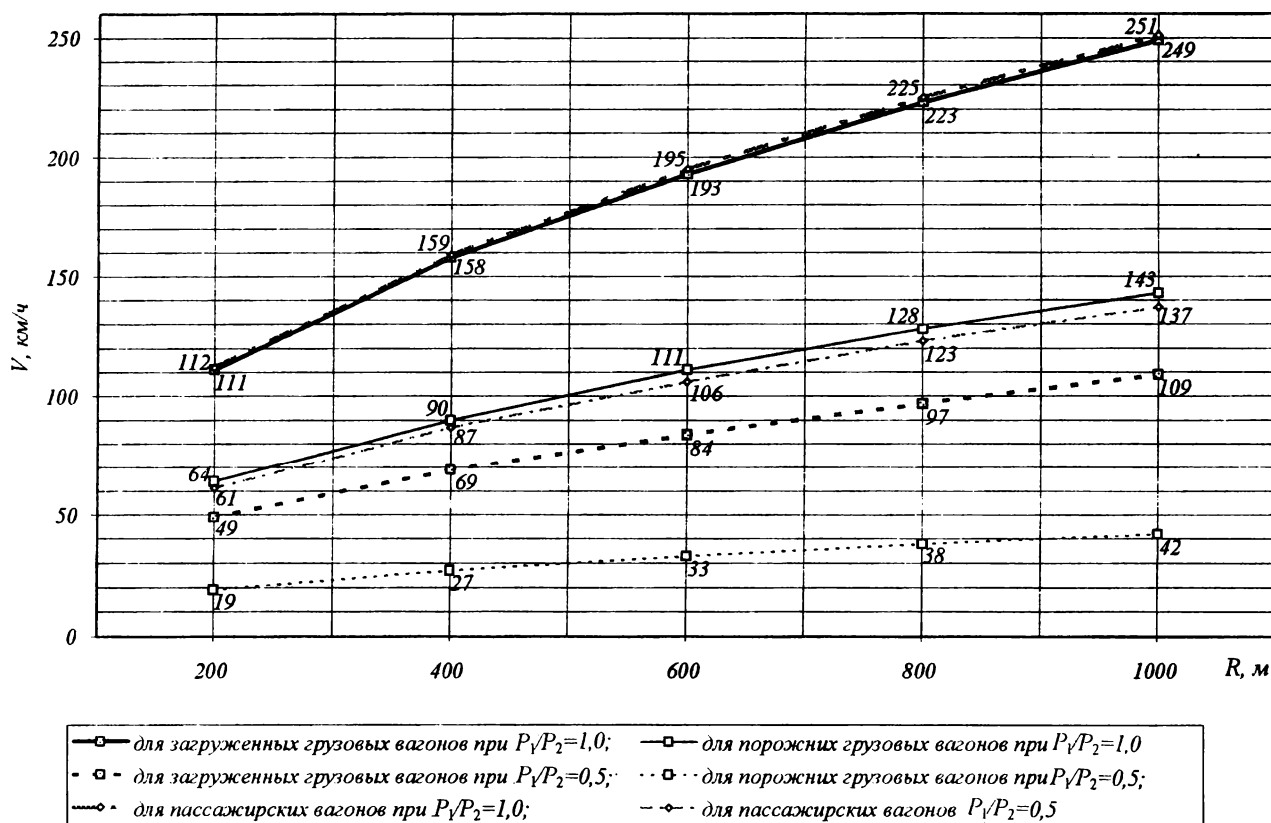


Рисунок 2 – Графики зависимости допустимой скорости движения по стрелочным переводам $v=f(R)$ по условию недопущения всползания колеса на рельс при нормативном значении коэффициента устойчивости $K_{всп}=1,5$.

Получено 20.11.2002

Е. I. Danilenko, V. N. Molchanov, T. P. Danilenko. Determination of speed motion on the backside way of switch assemblies about in admission of rolling the wheels hackle on the rails.

In the article our attention is called to the perfected system of establishment of the dependence between speed motion of carriage wheels and the radius of a curve line. The calculation formulas received are very convenient for practical use

Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2003. № 1(6)

УДК 625.143.43

В. И. МАТВЕЦОВ, кандидат технических наук; А. А. КЕБИКОВ, мл. научный сотрудник; Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ УСТАНОВКИ СТЫКОВЫХ ЗАЗОРОВ НА ТЕМПЕРАТУРНУЮ РАБОТУ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

Приведен анализ температурной работы железнодорожного пути при неправильной установке стыковых зазоров 25-метровых рельсов.

При строительстве новой железнодорожной линии и при производстве капитального ремонта железнодорожного пути большое значение имеет точная установка стыковых зазоров в зависимости от длины рельсов и конструкции пути. В нашей стране наиболее распространен стыковой путь с рельсами длиной 25 м на деревянных шпа-

лах. Эта конструкция пути подробно исследована и испытана. Однако с каждым годом все больше и больше укладывается звеньевой путь с железобетонными шпалами, для которого до сих пор отсутствуют обоснованные рекомендации по установке нормальных стыковых зазоров и дальнейшей его эксплуатации.