

Основні показники експлуатації буровугільних родовищ

Показники	Родовище		
	Бантисевське	Берекське	Степківське
Геологічні запаси, млн. т	12,0	161	22,9
Характерна потужність покладів вугілля, м	15 – 17	5,0	25 – 35
Потужність порід розкриву, м	18,0	130 – 150	265
Середній коефіцієнт розкриву, м ³ /м ³	1,09	28,4	8,8
Річна продуктивність з видобування:			
– вугілля, млн. т	0,6	2,7	1,0
– порід розкриву, млн. м ³	0,85	99,7	11,4
Термін експлуатації, роки	22,0	62	25
Відстань до Ново-Дмитрівської промплощини, км:			
– нова траса	16,0	19,2	24,8
– існуючими комунікаціями, в т.ч.:	29,6	24,0	43,8
– вихід до існуючих комунікацій	0,8	0,8	9,6
– діючі автодороги	8,8	22,4	34,2
– діюча залізниця	20,0	—	—
– вихід до місця переробки	0,8	0,8	0,8

Встановлено, що на близьку перспективу доцільно ввести до експлуатації Ново-Дмитрівське родовище з промисловими запасами 390 млн. т і середнім коефіцієнтом розкриву 4 м³/т. Для підтримки його продуктивності та на період будівництва в першу чергу слід розробляти Бантисевське родовище бурого вугілля. Берекське і Степківське родовища будуть задіяні у міру дорозвідки і служитимуть підставою для нарощування продуктивності паливно-енергетичного комплексу у майбутньому. Транспортування добутого вугілля з Бантисевського родовища можливо вести з використанням магістральної залізниці. Але при її довжині 20 км додатково слід експлуатувати пункти навантаження й розвантаження вугілля, що доставляється автосамоскидами на відстань 10,4 км. Відстань перевезення вугілля з Берекського та Степківського родовищ до місця переробки по діючим автодорогам становить 24 і 43,8 км відповідно. Побудова самостійних автодоріг до місця переробки вугілля у товарну продукцію вдвічі скорочує відстань транспортування і становить до Бантисевського родовища 16 км; Берекського – 19,2; Степківського – 24,8 км.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ОСТРЯКОВ И РАМНЫХ РЕЛЬСОВ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ

*В. В. Говоруха, С. Л. Ладик, А. В. Говоруха, Институт геотехнической
механики им. Н. С. Полякова НАН Украины*

Разработаны математические модели процесса взаимодействия колес подвижного состава с элементами стрелочного перевода. Установлены зависимости величины отжатия остряка от рамного рельса в процессе движения подвижного состава от величины вертикального нажатия колеса на рельс и скорости движения состава для разных типов рельсов.

Для эксплуатации существующего подвижного состава требуется высокое качество рельсового пути, создание новых и совершенствование серийно выпускаемых рельсов, шпал, креплений стрелочных переводов, съездов, основания и т. д. Решению этих вопросов уделялось недостаточное внимание, данные элементы не претерпевали заметных конструктивных изменений, а требования к ним оставались практически неизменными с 1950–1955 гг.

Актуальность разработки приводов стрелочных переводов вызвана необходимостью повышения уровня безопасности движения поездов, а также переходом рельсового транспорта на рельсы более тяжелых типов. Потребовалась разработка приводов стрелочных переводов повышенной мощности с учетом взаимодействия элементов стрелочного перевода и привода в процессе работы.

Стрелочные переводы и их приводы, как составная часть рельсового пути, подвергаются нагрузкам, возникающим в процессе взаимодействия подвижного состава и рельсового пути. Именно эти нагрузки являются определяющими при выборе конструкции исполнительных механизмов автоматизированных систем управления стрелочными переводами.

Применение остряков шахтных стрелочных переводов, крестовин, рамных и путевых рельсов, шпал, брусьев требует учета параметров и условий их эксплуатации [1]. По данным [2], мгновенные значения усилий в остряке достигают 40 кН, а ускорений – более 50 м/с². Возникновение таких усилий вызывает отжатие остряков от рамных рельсов. По [3] это приводит к повышенному боковому износу рамного рельса, неприлеганию к нему остряка и повышает вероятность схода подвижного состава с рельсов.

Причиной отжатия является крепление остряков только в корневом устройстве, положение же острия остряка фиксируется внутренним замыкателем электропривода. При отжатии рамного рельса возрастает зазор между остряком и рамным рельсом, уменьшается укрытие острия остряка, что приводит, особенно при изношенных рамных рельсах и гребнях колес, к накатыванию гребня колеса на головку остряка и повышению вероятности схода подвижного состава. Такой сход, как правило, наблюдается при подходе состава к стрелочному переводу с перекосом тележек вагонов, а также – в режиме торможения при изношенных рамных рельсах, остряках и колесах. Величина такого отжатия может достигать 8 мм, что вполне достаточно для возникновения аварийной ситуации.

При движении вагонов по прямому и боковому пути стрелочных переводов дополнительно могут возникать удары колес в элементы стрелочного перевода, расположенные под определенным углом к траектории движения.

Увеличению поперечных динамических нагрузок способствуют также неровности рельсовых нитей в вертикальной и горизонтальной плоскостях криволинейных и прямолинейных участков пути, а также стрелочных переводов.

Целью данной статьи является исследование процесса отжатия острия остряка под воздействием динамических нагрузок, возникающих в процессе движения по нему подвижного состава.

Это достигается за счет решения таких задач:

– построение математической модели процесса отжатия острия остряка от рамного рельса под воздействием динамических нагрузок, возникающих в процессе движения по нему подвижного состава;

– оценка величины предельно допустимого отжатия острия остряка от рамного рельса;

– определение на основании построенной математической модели максимально возможной величины отжатия острия остряка от рамного рельса для различных типов рельсов и установление предельно допустимых по этому критерию скоростей движения подвижного состава.

Основное влияние на величину поперечных нагрузок оказывают массы рельсового пути и колес, принимающие участие в динамическом процессе, угол между траекторией движения колеса и элементами рельсового пути, твердость узлов связи элементов, участвующих в динамическом процессе, скорость движения вагона [3, 4]. Расчетная схема исследования динамики безударного взаимодействия подвижной единицы и стрелочного перевода приведена на рис. 1.

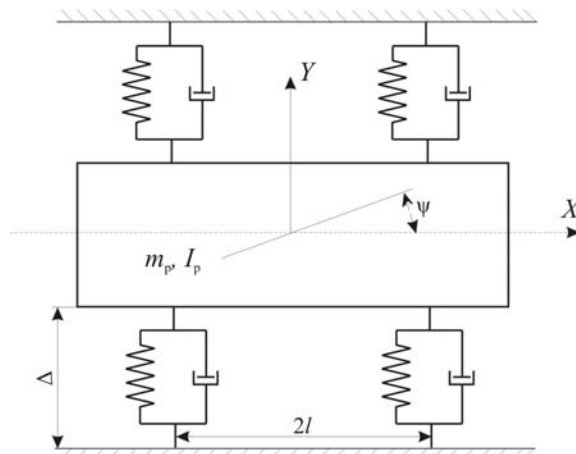


Рис. 1. – Расчетная схема безударного взаимодействия подвижного состава и элементов стрелочного перевода

Система уравнений, описывающая процесс взаимодействия вагона с элементами стрелочного перевода, имеет вид:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 y}{dt^2} + 2c_y y + 2\beta_y \frac{dy}{dt} &= -c(\eta_1 - \eta_2) - \beta \left(\frac{d\eta_1}{dt} + \frac{d\eta_2}{dt} \right); \\ I_z \frac{d^2 \psi}{dt^2} + 2c_y l^2 \psi + 2\beta_y l^2 \frac{d\psi}{dt} &= -2c_y l (\eta_1 - \eta_2) + \beta_y l \left(\frac{d\eta_1}{dt} - \frac{d\eta_2}{dt} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где m, I_z – масса и момент инерции вагона;

c_y, β_y – коэффициенты твердости и сопротивления;

y – боковые перемещения центра масс вагона;

ψ – угол виляния вагона;

$2l$ – жесткая база;

$\eta_i = f(t)$ – ордината неровностей рельсового пути под i -м колесом.

Основное влияние на величину поперечных динамических нагрузок, действующих в зоне стрелочного перевода, оказывают: масса, жесткая база вагона, приведенная твердость элементов вагона и рельсового пути, угол набегания колеса на элементы стрелочного перевода (угол удара). Наибольшие поперечные динамические нагрузки (25–35 кН) имеют место при взаимодействии вагона и острья стрелочного перевода.

В этом случае поперечные силы, которые вызовут отжатие рамного рельса от острья, возникают на скорости в результате контакта колес с боковой гранью рамного рельса и возникающих при этом сил трения. В соответствии с исследованиями величина упругого отжатия определяется из выражения [5]:

$$y = \left(\alpha Y^1 + \frac{Y^1 - f P}{\beta} \right) k_1 \quad (2)$$

где f – коэффициент трения;

α и β – масштабные коэффициенты;

k_1 – коэффициент динамики: $k_1 = 1 + \gamma V$, где V – скорость движения, км/ч;

γ – масштабный коэффициент, который зависит от того, для которого по ходу колеса определяется K (для первого колеса $\gamma = 0,006$, для других $\gamma = 0$);

P – вертикальное нажатие колеса на рельс;

Y^1 – боковая сила, определяемая выражением:

$$Y' = Y + H \quad (3)$$

где H – поперечная составляющая силы трения колеса по рельсу ($H = f \cdot P$);
 Y – направляющее усилие.

Таким образом после подстановок выражение (2) примет вид:

$$y = \left(Y \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f \cdot P \right) (1 + \gamma V) \quad (4)$$

Для определения величины направляющей силы Y рассмотрим рельс, который находится под действием этой силы (рис. 2).

На рельс действуют три силы:

P – вертикальная нагрузка;

Y – направляющее усилие;

R – реакция упругой клеммы.

Крутящий момент от действия внешних сил P , Y , R , показанных на рис. 2, получим из выражения

$$M_o = Y \cdot l_y - P \cdot l_p - R \cdot l_r. \quad (5)$$

Обозначим крутящий момент в произвольном сечении рельса через M_k . Составляющая его часть M_1 вызовет кручение рельса в целом, а другая его часть M_2 приводит к изгибу головки и подошвы рельса., т.е. $M_k = M_1 + M_2$.

Известно, что $M_1 = -ж \frac{d\varphi}{dx}$, где $ж$ – жесткость рельса, определяемая по формуле Сен-Венана.

Момент M_2 может быть представлен в виде момента пары сил $Q \times h$, где Q – поперечная сила, которая возникает при изгибе рельса, а h – расстояние между центрами тяжести головки и подошвы, т.е момент M_2 определяется из выражения:

$$M_2 = Dh^2 \frac{d^3\varphi}{dx^3}, \quad (6)$$

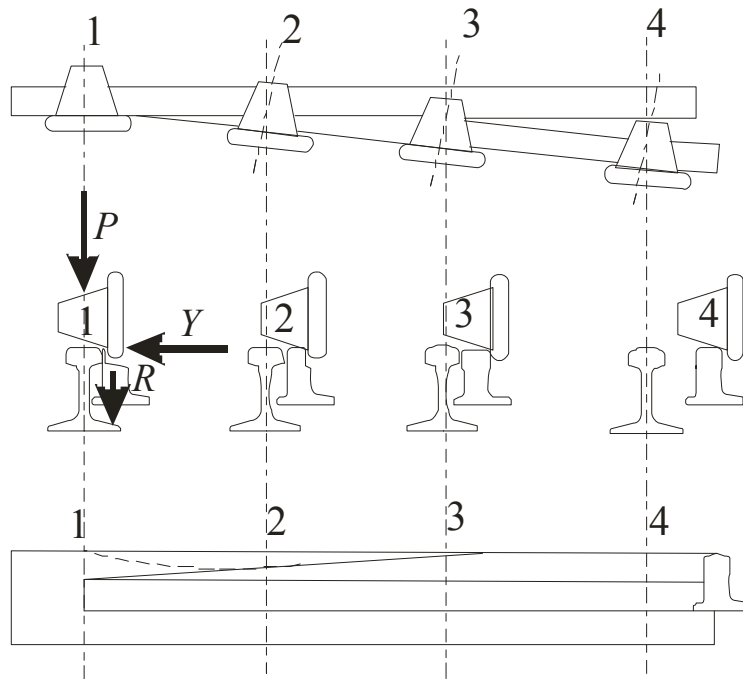


Рис. 2. Схема действия внешних нагрузок на рельс

где $D = \frac{I_{\Gamma} \cdot I_{\Pi}}{I_{\Gamma} + I_{\Pi}} \cdot E$, где I_{Γ} и I_{Π} – моменты инерции головки и подошвы рельса соответственно. Крутящий момент в произвольном сечении рельса определяется равенством:

$$M_K = -ж \frac{d\varphi}{dx} + Dh^2 \frac{d^3\varphi}{dx^3}. \quad (7)$$

Здесь неизвестны значения M_K и φ . Приравнивая величину крутящего момента к крутящему моменту внешних сил $M_K = M_0$ можно преобразовать формулу (7):

$$-ж \frac{d\varphi}{dx} + Dh^2 \frac{d^3\varphi}{dx^3} = Yl_y + Pl_p - Rl_R. \quad (8)$$

В этом уравнении Y и P – внешние силы, а реакция клемм может быть записана, как функция:

$$R = f(\varphi) \approx k_{ж} \cdot l_R \cdot \varphi, \quad (9)$$

где $k_{ж}$ – жесткость клеммы.

При этом выражение (8) преобразуется к виду:

$$Dh^2 \frac{d^3\varphi}{dx^3} - ж \frac{d\varphi}{dx} + k_{ж} l_R^2 \varphi = Yl_y + Pl_p. \quad (10)$$

В результате решения данного линейного дифференциального уравнения третьего порядка с правой частью можно получить зависимость $\varphi = f(Y)$.

Методики решения подобных уравнений изложены в [6]. Окончательное решение формулы (10) определяется выражением:

$$Y = \frac{48EI_x h(k_{ж} l_R^2 (c_1 + c_2) + Pl_p)}{l^3 k_{ж} l_R^2 - 48EI_y h l_y}. \quad (11)$$

Величина отжатия может быть определена после подстановки выражения (11) в формулу (4):

$$y = \left(\frac{48EI_x h(k_{ж} l_R^2 (c_1 + c_2) + Pl_p)}{l^3 k_{ж} l_R^2 - 48EI_y h l_y} \right) \left(\alpha + \frac{1}{\beta} \right) + \alpha \cdot f \cdot P \left(1 + \gamma V \right) \quad (12)$$

Уравнение (12) является математической моделью величины отжатия острьяка от рамного рельса в зависимости от величины вертикального нажатия колеса на рельс P и скорости движения состава v для разных типов рельсов.

Расчетное отжатие рамного рельса может достигать 14 мм. Реальные величины отжатия будут меньшими. По разным оценкам [2, 5] такое отжатие достигает 4...8 мм. В любом случае такой величины зазора может оказаться достаточно, чтобы реборда колеса вагона попала между острьяком и рамным рельсом.

На рис. 3 приведена построенная зависимость величин отжатия острьяка от рамного рельса от скорости движения состава для разных типов рельсов.

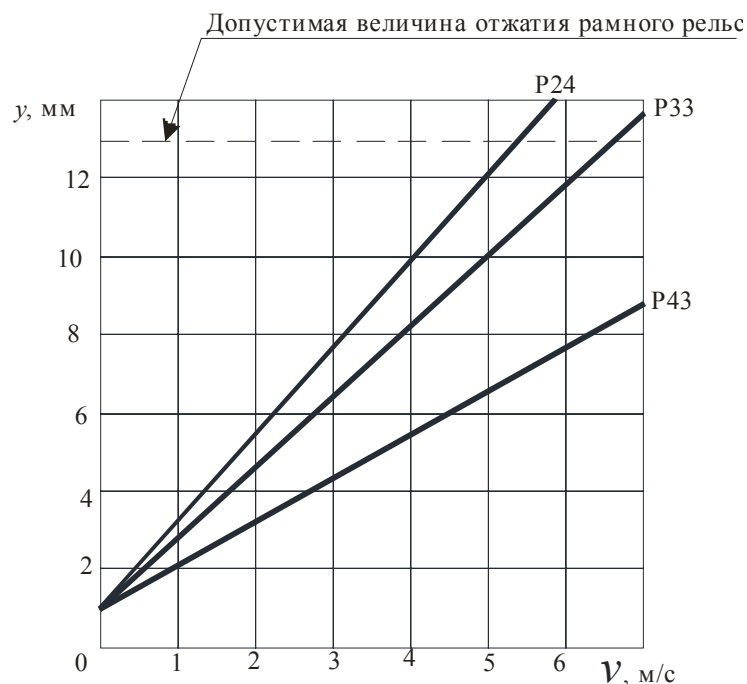


Рис. 3. Зависимость величины отжата рамного рельса y от скорости движения состава V для разных типов рельсов

Выводы. Разработана математическая модель процесса взаимодействия колес подвижного состава с элементами стрелочного перевода.

Установлена зависимость величины отжата остряка от рамного рельса в процессе движения подвижного состава от величины вертикального нажатия колеса на рельс P и скорости движения состава v для разных типов рельсов.

При минимально допустимой толщине реборды колеса величина отжата остряка от рамного рельса достигает $\delta_k=26$ мм, что приводит к необходимости обеспечения стрелочных переводов внешними замыкателями.

Допустимая величина отжата остряка от рамного рельса может быть превышена для существующих средств рельсового транспорта в условиях использования рельсов типа Р24 при скорости движения транспортных сосудов до 6 м/с. Следовательно, при современном парке локомотивов и вагонеток следует переходить на рельсы более тяжелых типов – Р33 и выше.

Литература

1. Говоруха В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров. – Киев: Наук. думка, 1992.– 200 с.
2. Переходной механизм стрелочного перевода в корпусе типа «Полая шпала» // Железные дороги мира. – М.,1995 – № 7. – С. 48-52.
3. Динамика и прочность шахтных транспортных сосудов / Е. Е. Новиков, Е. Ф. Земляной, В. В. Говоруха [и др.]. – Киев: Наук. думка, 1983. – 152 с.
4. Говоруха В. В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств. Монограф / В. В. Говоруха. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.
5. Говоруха В. В., Ладик С. Л. Создание автоматизированных систем управления стрелочными переводами рельсового транспорта: Монография. – Дн-вск: Издательство ООО «Производственно-коммерческая фирма «Овантаж», 2005. - 230 с.: ил.
6. Шахунянц Г.М. Расчеты верхнего строения пути.– М.: Трансжелдориздат, 1959. – 264 с.