

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 622; 622. 68; 625. 28

В.В. Говоруха, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова
Национальной академии наук Украины, г. Днепропетровск,
Украина, e-mail: igtm-rail-trans@yandex.ru

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СЕКЦИОННЫХ ПОЕЗДОВ И ПУТЕВОЙ СТРУКТУРЫ ГОРНОГО ТРАНСПОРТА

**V.V. Govorukha, Cand. Sci. (Tech.), Senior Research
Fellow**

N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics of National
Academy of Science of Ukraine, Dnipropetrovsk, Ukraine,
e-mail: igtm-rail-trans@eandex.ru

DYNAMIC PROCESSES OF INTERACTION OF SECTIONAL TRAINS AND TRACK FACILITIES OF MINING TRANSPORT

Цель. Исследование процесса взаимодействия секционных поездов и путевой структуры, имеющей прямолинейные и криволинейные участки с вертикальными и поперечными (горизонтальными) неровностями, от состояния которых зависит устойчивость, нагруженность и безопасность работы горного рельсового транспорта.

Методика. Представлены математические модели движения многозвенных секционных поездов по путевой структуре с неровностями и отступлениями от нормативных требований эксплуатации, определены характерные значения показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения в сложных горнотехнических условиях.

Результаты. Проведены комплексные теоретические исследования процесса взаимодействия секционных поездов и путевой структуры, определены характерные показатели устойчивости, нагруженности и безопасности движения по пути с вертикальными и поперечными неровностями с использованием расчетных схем ходовой части, имеющей свободную и жесткую насадку колес на осях колесных пар, а также многозвенную систему путевой структуры с упруго-диссипативными жесткими и шарнирными связями.

Научная новизна. Определены зависимости изменений характерных показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения поездов от параметров горизонтальных и вертикальных неровностей рельсовых нитей в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры. Установлены экстремальные значения показателей взаимодействия составных частей транспортной системы, определены явления резонанса и установлены критические скорости в безопасном режиме движения.

Практическая значимость. Полученные результаты предназначены для совершенствования конструкции и подготовки нормативно-технической документации на строительство и эксплуатацию средств горного рельсового транспорта.

Ключевые слова: *путевая структура, секционные поезда, нагруженность, устойчивость, безопасность движения, резонансные явления*

Введение. Создание секционных поездов позволило повысить производительность подземного рельсового транспорта горных предприятий благодаря введению более прогрессивных способов загрузки и разгрузки поездов при поточно-циклической технологии.

Вместе с тем введение секционных поездов значительно усложнило условия эксплуатации: снизился ресурс работы подвижного состава и рельсового пути вследствие интенсивного износа и разрушения ходовой части одноосных секций, а также верхнего и нижнего строения рельсового пути, в особенности стрелочных переводов. Основной причиной износа и

разрушения этих элементов является перегруз ходовой части и рельсового пути более чем в два раза из-за конструктивной особенности секционных поездов ПС-3,5; ПС-3,0; ПС-2,0, в которых нагрузка от каждой секции (емкостью 3,0 и 3,5 м³) передается на одну ходовую ось, в отличие от традиционных двухосных вагонов емкостью 2,5 и 3,3 м³, в которых примерно такая же нагрузка передается на две оси.

В выполненных ранее работах Е.Е. Новикова, П.М. Деркача, Л.П. Ладугиной, И.Н. Аверкина, В.А. Темиревского и др. предложены расчетные схемы и математические модели исследования вертикальных нагрузок на амортизаторы колесных пар секционных поездов. При этом получены уравнения ко-

лебаний в вертикальній плоскості секційного поезда, состоящего из двух или трех секций. Однако авторы этих исследований не касались проблем динамики секционных поездов и рельсового пути в поперечной и продольной плоскостях при движении как по криволинейным, так и по прямолинейным участкам пути. Не учтены в указанных работах и такие важные эксплуатационные характеристики как неровности рельсового пути в поперечной плоскости, свободное вращение колес относительно осей колесных пар, явление псевдоскольжения между колесом и рельсом, взаимосвязь между отдельными секциями и другие факторы. Осталось без должного внимания значительное увеличение нагрузок, передаваемых на колесные пары концевой колесной пары двухосного экипажа, расположенного в передней части поезда, а также на колесные пары промежуточных и концевых секций [1–3].

Целью работы является исследование процесса взаимодействия секционных поездов со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар и путе-

вой структуры с вертикальными и поперечными неровностями в прямолинейных и криволинейных участках пути с использованием механики движения сложной многомассовой голономной транспортной системы. Основными задачами являются: установление характерных показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения поезда; оценка правильности выбора расчетных схем, допущений и методов исследований динамической системы при взаимодействии секционных поездов и путевого строения.

Изложение основного материала исследования.

Для исследования динамических процессов взаимодействия секционных поездов и путевого строения горного транспорта составлена математическая модель движения секционных поездов с независимо вращающимися колесами по упруго-инерционному рельсовому пути произвольной кривизны с неровностями в плане и в профиле с учетом основных конструктивных особенностей транспортной системы (рис. 1).

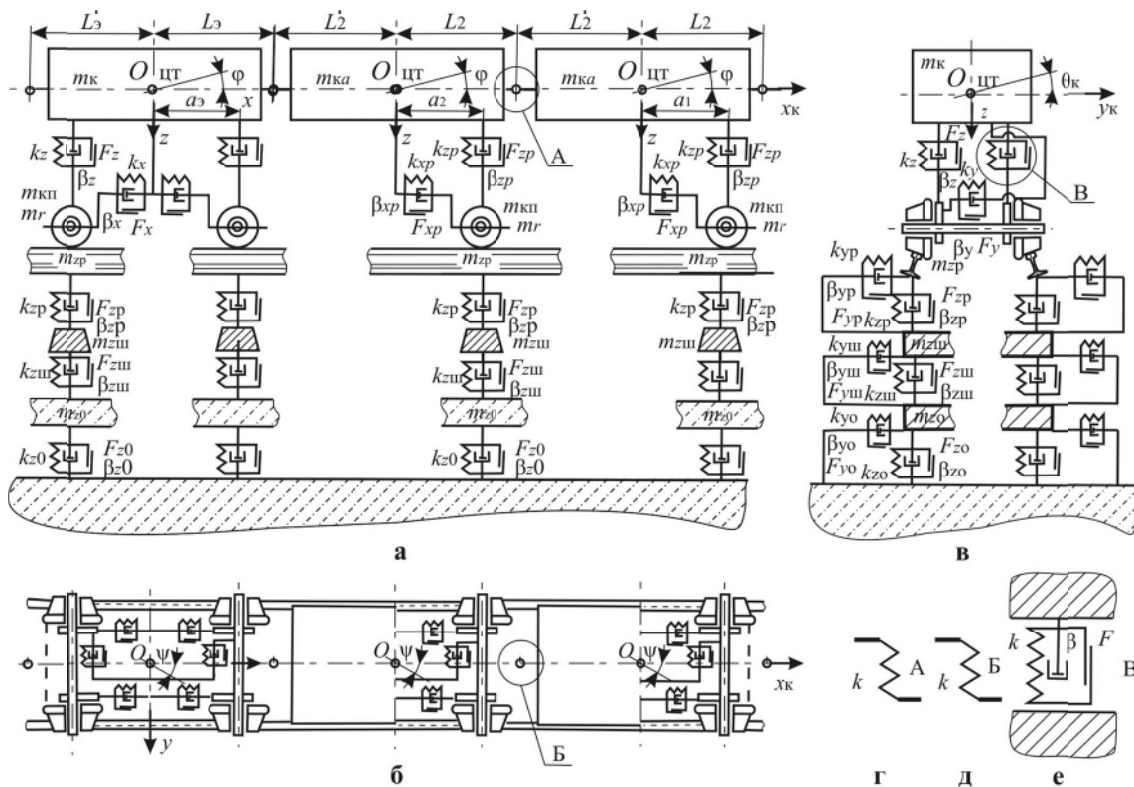


Рис. 1. Расчетная схема транспортной системы „рельсовый путь – секционный поезд“: а – вид сбоку; б – вид сверху; в – вид с торца; г, д, е – узлы связи А, В и В соответственно

Для определения нормальных и касательных сил взаимодействия между колесами и рельсовыми нитями в поперечном и продольном направлениях применяется нелинейная теория псевдоскольжения, а также учитывается нелинейное очертание поперечного профиля колес относительно колесных пар [4–5].

Секционный поезд представлен механической системой, состоящей из твердых тел, где Э – кузов, Э-1 – ось колесных пар; 2(Э-1) – независимо вращающиеся колеса. В общем случае эти компоненты соединены упруго-диссипативными и упругими связями (рис. 1).

Рельсовый путь в вертикальном и поперечном направлениях изображен на схеме дискретной системой приведенных к каждому колесу масс, соединенных посредством упруго-диссипативных связей, состоящих из упругих элементов, а также демпферов вязкого сопротивления и сухого трения. При этом в зоне каждого колеса имеется три приведенные сосредоточенные массы, соответствующие рельсу, шпале и основанию. Неровности рельсовых нитей в вертикальной и поперечной плоскостях могут иметь произвольные очертания [5].

Введем в обозначения координат и параметров системы следующие индексы: i – для кузовов секций ($i = 1, 2, 3, \dots, \mathcal{E}$); n – для осей колесных пар ($n = 1$ для $i = 1, 2, \dots$; ($\mathcal{E}-1$) и $n = 1, 2$ для $i = \mathcal{E}$); j – для колес in -й оси колесной пары ($j = 1, 2$); $p, ш, o$ – для рельсов, шпал и основания соответственно; $injр, injш, injo$ – для приведенных к одному колесу параметров рельсов, шпал и основания рельсового пути или стрелочных переводов соответственно.

В соответствии с конструктивными особенностями рассматриваемой транспортной системы, уравнения условных связей имеют следующий вид

$$\begin{aligned} x_i &= 0; \phi_{in} = 0; y_{inj} = y_{in}; \\ z_{inj} &= z_{in} + (-1)^j d_1 \mathcal{G}_{in}; \psi_{nj} = \psi_{in}; \\ \mathcal{G}_{inj} &= \mathcal{G}_{in}; x_{inj} = x_{in} - (-1)^j d_1 \psi_{in}; \\ x_{injр} &= 0; \mathcal{G}_{injр} = 0; \\ \phi_{injр} &= 0; \psi_{injр} = 0; \\ x_{injш} &= 0; \mathcal{G}_{injш} = 0; \phi_{injш} = 0; \\ \psi_{injш} &= 0; x_{injo} = 0; \\ \mathcal{G}_{injo} &= 0; \phi_{injo} = 0; \psi_{injo} = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

В качестве обобщенных координат принято

$$\begin{aligned} z_i; y_i; \phi_i; \mathcal{G}_i; \psi_i; \\ x_{in}; y_{in}; z_{in}; \mathcal{G}_{in}; \psi_{in}; \phi_{inj}; \\ z_{injш}; z_{injo}; y_{injр}; y_{injш}; y_{injo}. \end{aligned}$$

Дифференциальные операторы Dq_v , соответствующие выбранным обобщенным координатам q_v , определяются из выражений

$$\begin{aligned} D_{zi} &= \left(m_i + \sum_{n=1}^N m_{in} \right) (\ddot{z}_i - \ddot{h}_i); \\ D_{yi} &= \left(m_i + \sum_{n=1}^N m_{in} \right) (\ddot{y}_i - \chi_i^2 y_i + \dot{\chi}_i v); \\ &\begin{cases} N = 1 & \text{для } i = 1, 2, \dots, \mathcal{E} - 1; \\ N = 2 & \text{для } i = \mathcal{E}; \end{cases} \\ D_{\phi_i} &= I_{yi} \ddot{\phi}_i; D_{\mathcal{G}_i} = I_{xi} (\ddot{\mathcal{G}}_i + \ddot{\mathcal{G}}_{hi}); \\ D_{\psi_i} &= I_{zi} (\ddot{\psi}_i + \ddot{\chi}_i); \\ D_{x_{in}} &= \left(m_{in} + \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) \ddot{x}_{in}; \\ D_{y_{in}} &= \left(m_{in} + \sum_{n=1}^N m_{inj} \right) (\ddot{y}_{in} - \chi_{in}^2 y_{in} + \dot{\chi}_{in} v); \\ D_{\mathcal{G}_{in}} &= \left(I_{xin} + \sum_{j=1}^2 I_{xinj} + d_1^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} + d_1^2 \sum_{j=1}^2 m_{njр} \right) (\ddot{\mathcal{G}}_{in} + \ddot{\mathcal{G}}_{hin}); \\ D_{z_{in}} &= \left[m_{in} + \sum_{j=1}^2 (m_{inj} + m_{injр}) \right] \ddot{z}_{in}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{\psi_{in}} &= \left(I_{zin} + \sum_{j=1}^2 I_{zinj} + d_1^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) (\ddot{\psi}_{in} + \ddot{\chi}_{in}); \\ D_{\phi_{inj}} &= I_{yinj} \ddot{\phi}_{inj}; D_{z_{injш}} = m_{injш} \ddot{z}_{injш}; \\ D_{z_{injo}} &= m_{injo} \ddot{z}_{injo}; D_{y_{injр}} = m_{yinjр} \ddot{y}_{injр}; \\ D_{y_{injш}} &= m_{yinjш} \ddot{y}_{injш}; D_{y_{injo}} = m_{yinjo} \ddot{y}_{injo}, \end{aligned} \quad (2)$$

где N – число колесных пар.

При нахождении упругих изменений тел предполагаем, что синусы углов между одноименными осями естественных систем координат (O_{xyz}), выбранных для различных тел системы, равны нулю (т. к. значения этих углов не превышают 0,05), а косинусы углов – единице [5].

При этих допущениях перемещения линейных упругих элементов рассматриваемой транспортной системы в направлении осей O_x, O_y, O_z и угловых в направлении углов поворота \mathcal{G}, ϕ, ψ можно определить следующим образом

$$\begin{aligned} \Delta x_{inj} &= -(-1)^j b(\psi_i - \psi_{in} - \chi_{in}^*) - x_{inj}; \\ \Delta y_{inj} &= y_i - y_{in} - u_i - (-1)^n a_i \psi_i - H_i \mathcal{G}_i; \\ \Delta z_{inj} &= z_i + (-1)^n a_i \phi_i - (-1)^j b(\mathcal{G}_i - \mathcal{G}_{in}) - z_{in} - \eta_{inj}; \\ \Delta y_o &= 0 \quad \Delta z_o = 0; \\ \Delta y_i &= y_i - L_i \psi_i - y_{i+1} - L_{i+1} \psi_{i+1}; \\ \Delta z_i &= z_i - L_i \psi_i - z_{i+1} - L_{i+1} \phi_{i+1}; \\ \Delta y_o &= 0; \quad \Delta z_o = 0; \\ \Delta z_{injр} &= z_{in} - (-1)^j d_1 \mathcal{G}_{in} - z_{injш}; \\ \Delta z_{injш} &= z_{injш} - z_{injo}; \\ \Delta z_{injo} &= z_{injo}; \Delta y_{injр} = y_{injр} - y_{injш}; \\ \Delta y_{injш} &= y_{injш} - y_{injo}; \Delta y_{injo} = y_{injo}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\Delta y_1, \Delta y_2, \dots, \Delta y_{\mathcal{E}}$, и $\Delta z_1, \Delta z_2, \dots, \Delta z_{\mathcal{E}}$ – взаимные упругие перемещения мест стыковки секций поезда (мест сцепок) в поперечном и вертикальном направлениях: $L_1, L_2, \dots, L_{\mathcal{E}}, L'_1, L'_2, \dots, L'_{\mathcal{E}}$ и $a_1, a_2, \dots, a_{\mathcal{E}}$ (рис. 1); $L_o = 0$; $2b$ – расстояние между упругими элементами, относящимися к одной колесной паре в поперечном направлении; H_i – высота центров тяжести кузовов секций над верхней плоскостью упругих элементов; u_i – стрелы дуг в пределах базы вагонетки; η_{inj} – неровности рельсовых нитей в вертикальном направлении.

$$\chi_{in} = \chi_i - \chi_{in} \approx -(-1)^n \frac{L_i}{\rho_i},$$

где ρ_i – радиус кривой над центрами тяжести кузовов.

Согласно теореме Клапейрона, потенциальная энергия упругих деформаций равна

$$\begin{aligned} \Pi_1 = & \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 (k_y \Delta y_i^2 + k_z \Delta z_i^2) + \sum_{i=1}^{\Theta-1} \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 k_{xin} \Delta x_{inj}^2 + \right. \\ & + k_{zin} \Delta z_{inj}^2 + k_{zp} \Delta z_{injp}^2 + k_{zш} \Delta z_{injш}^2 + \\ & + k_{zo} \Delta z_{injo}^2 + k_{yp} \Delta y_{injp}^2 + k_{yш} \Delta y_{injш}^2 + \\ & \left. + k_{yo} \Delta y_{injo}^2 + \sum_{i=1}^{\Theta-1} \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 k_{yin} \Delta y_{inj}^2 \right), \end{aligned} \quad (4)$$

где k_y, k_z – жесткость упругих элементов в местах соединения секций в поперечном и вертикальном направлениях; $k_{xin}, k_{yin}, k_{zin}$ – жесткости упругих элементов между кузовом и колесными парами; $k_{zp}, k_{zш}, k_{zo}, k_{yp}, k_{yш}, k_{yo}$ – приведенные жесткости упругих элементов рельсов, шпал и основания в вертикальном и поперечном направлениях.

Потенциальная энергия, обусловленная подъемом или опусканием центров тяжести тел при их поперечных перемещениях вследствие возвышения наружного рельса над внутренним в криволинейном участке пути, равна

$$\begin{aligned} \Pi_2 = & \sum_{i=1}^{\Theta} m_i g \mathcal{G}_{hi} y_i - \sum_{i=1}^{\Theta} \sum_{n=1}^N m_{in} \mathcal{G}_{hin} g y_{in} - \\ & - \sum_{i=1}^{\Theta} \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 m_{inj} \mathcal{G}_{hinj} g y_{inj}. \end{aligned} \quad (5)$$

Учитывая параллельное расположение упругих элементов, демпферов вязкого сопротивления и сухого трения, функции рассеяния

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\Theta} \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (\beta_{xin} \Delta \dot{x}_{inj}^2 + \beta_{zin} \Delta \dot{z}_{inj}^2 + \beta_{zp} \Delta \dot{z}_{injp}^2 + \\ & + \beta_{zш} \Delta \dot{z}_{injш}^2 + \beta_{zo} \Delta \dot{z}_{injo}^2 + \beta_{yp} \Delta \dot{y}_{injp}^2 + \beta_{yш} \Delta \dot{y}_{injш}^2 + \\ & + \beta_{yo} \Delta \dot{y}_{injo}^2 + \sum_{i=1}^{\Theta} \sum_{n=1}^N \beta_{yin} \Delta y_{in}^2) + \\ & + \sum_{i=1}^{\Theta} \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 F_x \Delta \dot{x}_{inj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_{inj} + \\ & + F_z \Delta \dot{z}_{inj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj} + F_{zp} \Delta \dot{z}_{injp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{injp} + \\ & + F_{zш} \Delta \dot{z}_{injш} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{injш} + \\ & + F_{zo} \Delta \dot{z}_{injo} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{injo} + F_{yp} \Delta \dot{y}_{injp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{injp} + \\ & + F_{yш} \Delta \dot{y}_{injш} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{injш} + \\ & + F_{yo} \Delta \dot{y}_{injo} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{injo} + \\ & + \sum_{i=1}^{\Theta} \sum_{n=1}^N F_y \Delta \dot{y}_{in} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{in}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\beta_{xin}, \beta_{yin}, \beta_{zin}$ – коэффициенты вязкого сопротивления элементов, соединяющих кузова секций с колесными парами в продольном, поперечном и вертикальном направлениях; $\beta_{zp}, \beta_{zш}, \beta_{zo}$ и $\beta_{yp}, \beta_{yш}, \beta_{yo}$ – приведенные коэффициенты вязкого сопротивления

рельсов, шпал и основания в вертикальном и поперечном направлениях; F_x, F_y, F_z – силы трения в элементах, соединяющих кузов и колесные пары в продольном, поперечном и вертикальном направлениях; $F_{zp}, F_{zш}, F_{zo}$ и $F_{yp}, F_{yш}, F_{yo}$ – приведенные силы трения в узлах связей рельсов, шпал и основания в вертикальном и поперечном направлениях.

Сумму потенциальных (упругих и гравитационных) и диссипативных сил, соответствующих обобщенным координатам (q) системы, можно описать операторами Cq_v [5].

$$\begin{aligned} C_{zi} = & k_z (\Delta z_i - \Delta z_{i-1}) + \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 k_{zin} \Delta z_{inj} + \\ & + \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 \beta_{zin} \Delta \dot{z}_{inj} + F_z \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{yi} = & k_y (\Delta y_i - \Delta y_{i-1}) + \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 k_{yin} \Delta y_{inj} + \\ & + \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 \beta_{yin} \Delta y_{inj} + F_y \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj} - m_i g \mathcal{G}_{hi}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\mathcal{G}i} = & - \sum_{n=1}^N H_i \Delta y_{inj} k_{yin} - \sum_{n=1}^N H_i \beta_{in} \Delta \dot{y}_{inj} - \\ & - F_y \sum_{n=1}^N H_i \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj} - \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (-1)^j b (k_{zin} \Delta z_{inj} + \\ & + \beta_{zin} \Delta \dot{y}_{inj} + F_z \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\phi i} = & k_z (\Delta z_i l_i + \Delta z_{i-1} l_{i-1}) + \\ & + a_i \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (-1)^n (k_{zin} \Delta z_{inj} + \beta_{zin} \Delta \dot{z}_{inj} + F_z \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\psi i} = & -k_z (\Delta z_i l_i + \Delta z_{i-1} l_{i-1}) - \\ & - b \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (-1)^j (k_{xin} \Delta x_{inj} + \beta_{xin} \Delta \dot{x}_{inj} + \\ & + F_x \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_{inj}) - a_i \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (-1)^j (k_{yin} \Delta y_{inj} + \\ & + \beta_{yin} \Delta \dot{y}_{inj} + F_y \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj}); \end{aligned}$$

$$C_{xin} = - \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (k_{xin} \Delta x_{inj} + \beta_{xin} \Delta \dot{x}_{inj} + F_x \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_{inj});$$

$$C_{yin} = - \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (k_{yin} \Delta y_{inj} + \beta_{yin} \Delta \dot{y}_{inj} + F_y \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj}) -$$

$$- (m_{in} + \sum_{j=1}^2 m_{inj}) g \mathcal{G}_{hinj};$$

$$C_{zin} = - \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (k_{zin} \Delta z_{inj} + \beta_{zin} \Delta \dot{z}_{inj} + F_z \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}) +$$

$$+ \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 (k_{zp} \Delta z_{injp} + \beta_{zp} \Delta \dot{z}_{injp} + F_{zp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{injp});$$

$$\begin{aligned}
 C_{\varphi_{in}} &= \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^2 b(-1)^j (k_{zin} \Delta z_{inj} + \beta_{zin} \Delta \dot{z}_{inj} + F_z \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}) - \\
 &- d_1 (-1)^j \sum_{n=1}^N (k_{zp} \Delta z_{inj} + \beta_{zp} \Delta \dot{z}_{inj} + F_{zp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}); \\
 C_{\psi_{in}} &= \sum_{j=1}^2 (-1)^j (k_{xin} \Delta x_{inj} + \beta_{xin} \Delta \dot{x}_{inj} + F_x \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_{inj}); \\
 C_{\phi_{inj}} &= 0; \quad C_{zinj\text{ш}} = -(k_{zp} \Delta z_{inj} + \beta_{zp} \Delta \dot{z}_{inj} + F_{zp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}) + \\
 &+ k_{z\text{ш}} \Delta z_{inj\text{ш}} + \beta_{z\text{ш}} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}} + F_{z\text{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}}; \\
 C_{zinjo} &= -k_{z\text{ш}} \Delta z_{inj\text{ш}} + \beta_{z\text{ш}} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}} + \\
 &+ F_{z\text{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}} + k_{zo} \Delta z_{inj} + \\
 &+ \beta_{zo} \Delta \dot{z}_{inj} + F_{zo} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}; \\
 C_{yinjp} &= k_{yp} \Delta y_{inj} + \beta_{yp} \Delta \dot{y}_{inj} + F_{yp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj}; \\
 C_{yinj\text{ш}} &= -C_{yinjp} + k_{y\text{ш}} \Delta y_{inj\text{ш}} + \\
 &+ \beta_{y\text{ш}} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}} + F_{y\text{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}}; \\
 C_{yinjo} &= -(k_{y\text{ш}} \Delta y_{inj\text{ш}} + \beta_{\text{ш}} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}} + F_{y\text{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}}) + \\
 &+ k_{yo} \Delta y_{inj} + \beta_{yo} \Delta \dot{y}_{inj} + F_{yo} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj}. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам, определяются как коэффициенты при вариациях обобщенных координат в выражениях возможных работ от действия сил $X_{inj}, Y_{inj}, W_{inj}$ и моментов сил тяжести относительно продольных осей, возникающих из-за наличия поперечных перемещений точек мест приложения этих сил. Эти силы можно определить из следующих выражений

$$\begin{aligned}
 O_{xin} &= \sum_{j=1}^2 X_{inj}; \quad O_{yin} = \sum_{j=1}^2 (Y_{inj} + W_{inj}); \\
 Q_{\varphi_{in}} &= -r \sum_{j=1}^2 (Y_{inj} + W_{inj}) + (m_{in} + \sum_{j=1}^2 m_{inj}) g y_{in}; \quad (8) \\
 Q_{\psi_{in}} &= (X_{in1} + X_{in2}) d_1; \quad Q_{yinjp} = -(Y_{inj} + W_{inj}); \\
 Q_{\phi_{inj}} &= -X_{inj} r; \quad Q_{\varphi_i} = +m_1 g y_i.
 \end{aligned}$$

Остальные обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам, равны нулю.

Используя приведенные ранее выражения D_{qv}, C_{qv}, O_{qv} , получим следующую систему уравнений

$$\begin{aligned}
 D_{zi} + C_{zi} &= 0; \quad D_{yi} + C_{yi} = 0; \quad D_{\varphi_i} + C_{\varphi_i} = Q_{\varphi_i}; \\
 D_{\phi_i} + C_{\phi_i} &= 0; \quad D_{\psi_i} + C_{\psi_i} = 0; \quad D_{xin} + C_{xin} = Q_{xin}; \\
 D_{yin} + C_{yin} &= Q_{yin}; \quad D_{zin} + C_{zin} = Q_{zin}; \\
 D_{\varphi_{in}} + C_{\varphi_{in}} &= Q_{\varphi_{in}}; \quad D_{\psi_{in}} + C_{\psi_{in}} + Q_{\psi_{in}}; \\
 D_{\phi_{inj}} + C_{\phi_{inj}} + Q_{\phi_{inj}}; \quad D_{zinj\text{ш}} + C_{zinj\text{ш}} &= 0; \\
 D_{zinjo} + C_{zinjo} &= 0; \quad D_{yinjp} + C_{yinjp} = Q_{yinjp}; \\
 D_{yinj\text{ш}} + C_{yinj\text{ш}} &= 0; \quad D_{yinjo} + C_{yinjo} = 0. \quad (9)
 \end{aligned}$$

Анализ собственных колебаний секционного поезда, состоящего из пяти вагонеток (одной двухосной и четырех одноосных), проведен на основании результатов интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих его движение по прямолинейным и криволинейным участкам пути, при возмущениях, обусловленных начальными отклонениями от нулевых значений обобщенных координат.

По результатам исследования перемещений, колебаний, нагруженности, устойчивости и безопасности движения секционных поездов с независимым вращением колес по упруго-инерционному пути произвольной кривизны с неровностями и отступлениями по ширине колеи установлено, что все перемещения твердых тел вагонеток быстро затухают, т. е. движение секционного поезда устойчиво как на прямолинейном участке пути, так и в круговой кривой ($R = 30$ м). При этом зафиксированы значения частот собственных колебаний: 1,25; 3,5 и 9,5 Гц на прямолинейном участке пути и 1,25; 3,0; 3,5 и 8,6 Гц в кривой $R = 30$ м.

Примечательно, что вследствие свободной посадки колес на осях извилистое движение колесных пар может отсутствовать. В кривой $R = 30$ м двухосная вагонетка первая в поезде занимает в установившемся режиме положение наибольшего перекаса. При этом все колесные пары одноосных тележек смещаются в наружную сторону в пределах зазора в колеи, с прижатием гребня к головке рельса и смещением его в наружную сторону кривой вследствие упруго-диссипативных его свойств.

Следует также обратить внимание на высокую частоту колебаний галопирования вагонеток, которая обусловлена большими значениями жесткости упругих элементов рессорного подвешивания и упругих элементов, моделирующих сцепное устройство между вагонетками.

На рис. 2–6 представлены характерные зависимости показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения исследуемой транспортной системы от параметров вертикальных и поперечных неровностей прямолинейных и криволинейных участков путевой структуры. Для исследования использованы характеристики путевой структуры, согласно работам [5].

При этом на рис. 2–5 приведены характерные зависимости исследуемых показателей от длины и глубины вертикальных неровностей прямолинейного (рис. 2, $a-z$) и криволинейного (рис. 3, $a-z$) пути, а также от длины и глубины поперечных неровностей прямолинейного (рис. 4, $a-z$) и криволинейного (рис. 5, $a-z$) пути. Где $a, б$ – соответственно, вертикальные и поперечные силы; $в, z$ – соответственно, коэффициенты обезгруживания колес и устойчивости от вкатывания колес на рельсы; 1, 2, 3, 4, 5 – глубина вертикальной неровности 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,025 м соответственно.

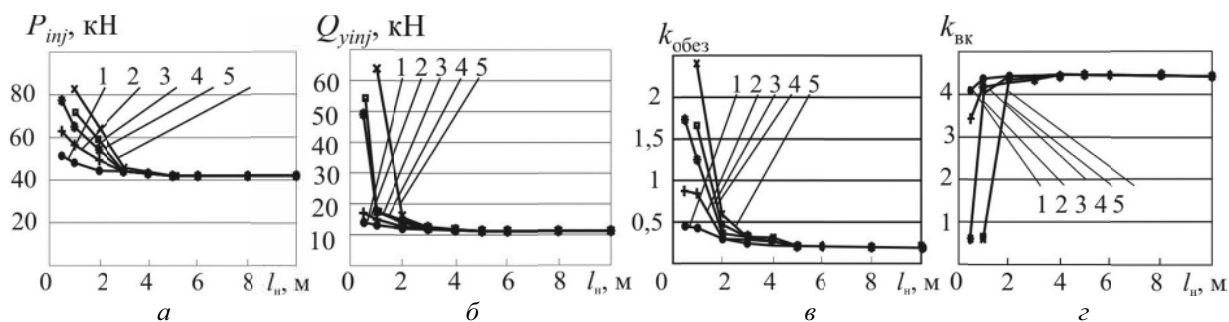


Рис. 2. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины вертикальных неровностей прямолинейного пути

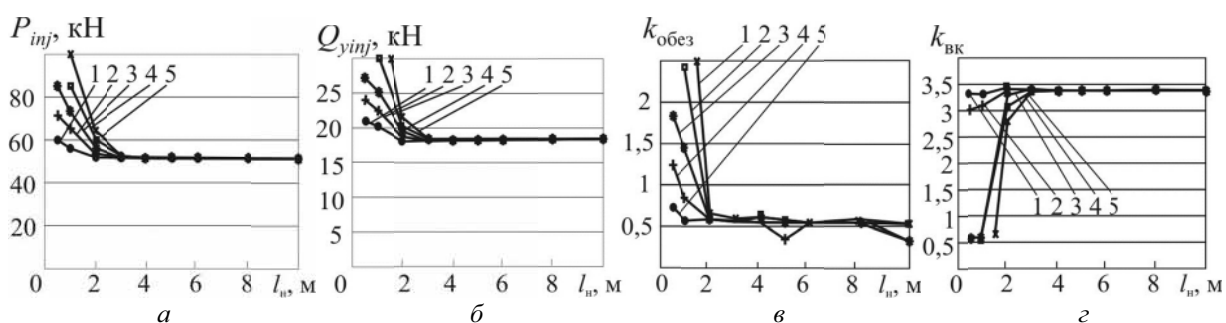


Рис. 3. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины вертикальных неровностей криволинейного пути

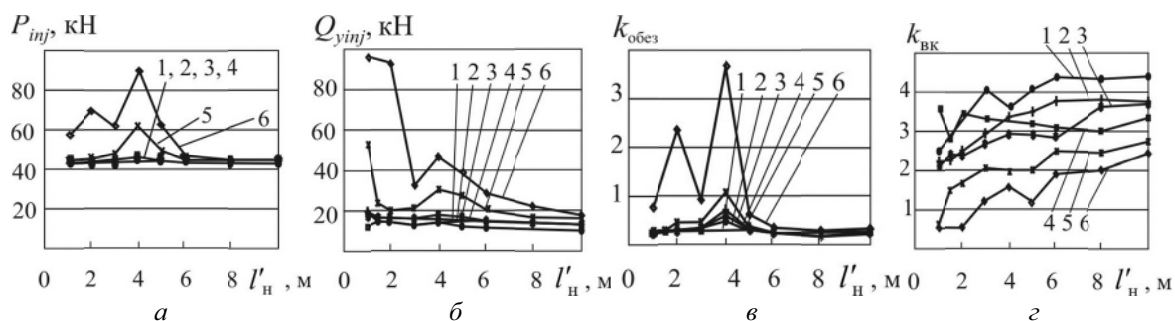


Рис. 4. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины поперечных неровностей прямолинейного пути

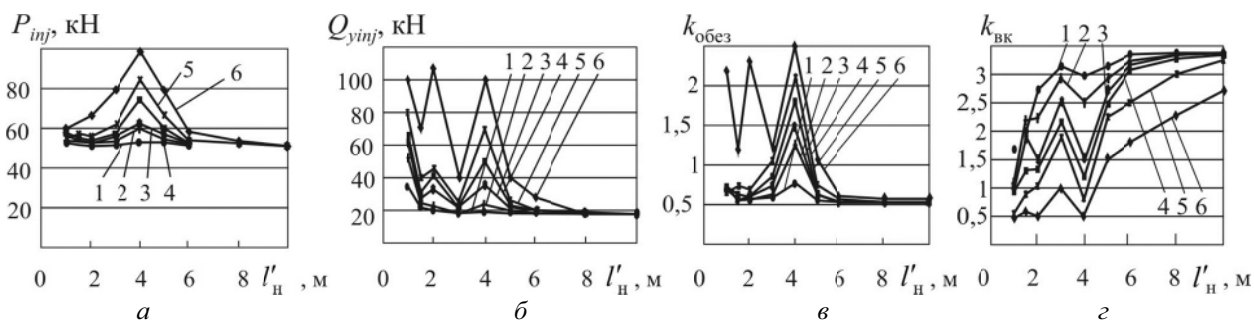


Рис. 5. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины поперечных неровностей криволинейного пути

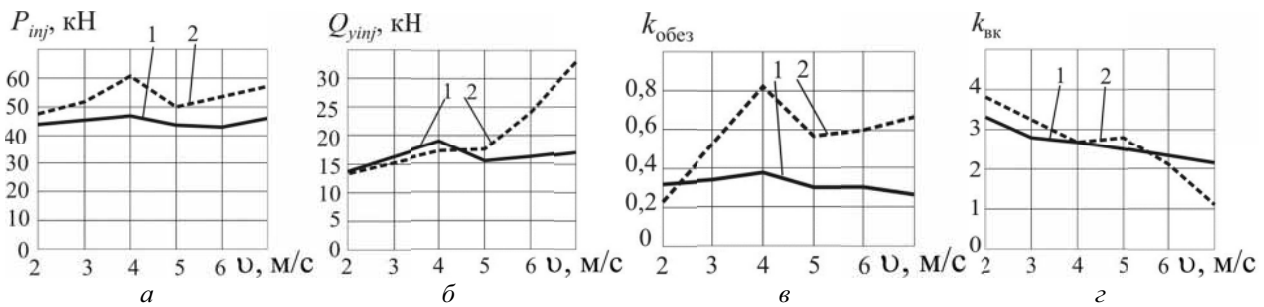


Рис. 6. Зависимости основных показателей динамических процессов от скорости движения поезда: а, б – соответственно, вертикальные и поперечные силы, действующие на колеса; в, г – соответственно, значения коэффициентов обезгруживания колес и устойчивости от вкатывания колес на рельсы; 1, 2 – соответственно, для прямолинейного и криволинейного участков пути

Из полученных зависимостей (рис. 2–3) видно, что изменение величины вертикальных неровностей в интервалах длины $l_n = 3,0 \dots 10,0$ м и глубины $A_n = 0,005 \dots 0,01$ м не имеет существенного влияния на значения вертикальных и поперечных сил взаимодействия колес с рельсами, а также на величину коэффициента обезгруживания и устойчивости колес в прямолинейных участках пути и в кривой радиусом $R = 30,0$ м при скорости 5,0 м/с. При коротких вертикальных неровностях длиной $l_n \leq 3,0$ м имеет место интенсивное возрастание показателей нагруженности, и существенное ухудшение коэффициентов устойчивости и безопасности движения ($k_{обез}, k_{вк}$).

Изменение параметров поперечных неровностей (рис. 4–5) оказывает весьма существенное влияние на показатели нагруженности, устойчивости и безопасности движения секционного поезда. Установлено, что при длине поперечных неровностей $l_n = 4,0$ м динамические показатели секционного поезда достигают экспериментальных значений. При этом, при глубине поперечных неровностей $A_n \geq 0,025$ м, имеет место полное обезгруживание колес $k_{обез.мах} = 0,7$.

При движении секционного поезда со скоростью $v = 5$ м/с значению поперечных неровностей $l_n = 4,0$ м соответствует частота вынужденных колебаний поезда, обусловленная неровностями пути, $\nu = 1,25$ Гц, которая совпадает с частотой его собственных колебаний.

Таким образом, при длине поперечных неровностей $l_n = 4,0$ м имеет место резонансный режим движения, при котором динамические показатели поезда достигают экстремальных значений.

Значительное увеличение значений динамических характеристик поезда отмечено при поперечных неровностях длиной $l_n \geq 1,5$ м.

Примечательно также, что каждому значению скорости поезда соответствует значение длины поперечной неровности l_n , при котором может иметь место явление резонанса ($l_n = v / \nu$, где ν – частота собственных колебаний бокового отнosa и боковой качки необрессоренных частей).

Из анализа зависимостей максимальных значений нагруженности в вертикальном и поперечном направлении между колесами и рельсом, а также экстремальных значений коэффициентов обезгруживания и устойчивости относительно вкатывания колес на рельсы от скорости движения (рис. 6) установлено, что в прямолинейном участке пути имеет место незначительное изменение значений нагруженности в вертикальной плоскости. В поперечной плоскости показатели нагруженности, обезгруживания колес и устойчивости движения от вкатывания колес на рельсы с увеличением скорости движения поезда увеличиваются более интенсивно. При этом локальный максимум сил и коэффициентов $k_{вк}, k_{обез}$ имеет место в области значений скорости, близкой к резонансу ($\nu = 4,0$ м/с).

Для секционного поезда, состоящего из пяти вагонов, наибольшее значение нагруженности на колесные пары и элементы путевой структуры получены для средних колесных пар. Из условия безопасности движения, наихудшие значения показателей получены для первой и шестой (последней) колесных пар.

Выводы.

1. Исследованы динамические процессы взаимодействия секционных поездов с жесткой и свободной насадкой колес на осях колесных пар и путевой структуры, имеющей криволинейные и прямолинейные участки с вертикальными и поперечными неровностями.

2. Определены характерные зависимости изменения основных показателей динамических процессов секционных поездов и путевой структуры от параметров вертикальных и поперечных неровностей рельсовых нитей на прямолинейных и криволинейных участках пути при собственных и вынужденных колебаниях транспортной системы.

3. На основании исследования частоты собственных колебаний механической системы установлено, что движение секционного поезда по прямолинейному и криволинейному участкам пути устойчиво.

4. Исследование вынужденных колебаний секционного поезда, обусловленных периодическими вертикальными и горизонтальными неровностями пути,

позволяет установить, что при малых значениях длины вертикальных неровностей пути ($l_n \leq 2,0$ м) могут возникать значительные нагрузки, действующие на ходовые части секционного поезда и элементы пути, которые могут приводить не только к обезгуживанию колес, но и к сходу колес с рельсов.

5. При определенных сочетаниях скорости движения поезда и длины периодических горизонтальных неровностей пути может иметь место явление резонанса, при котором возникают недопустимо большие силы, действующие на элементы секционного поезда и путевой структуры.

6. Наибольшие значения сил взаимодействия колес с рельсами характерны для второй, третьей, четвертой и пятой осей колесных пар секционного поезда, состоящего из пяти вагонеток, а экстремальные показатели безопасности движения по условию обезгуживания колес и сдвига пути соответствуют крайним колесным парам (первой и шестой).

Список литературы / References

1. Бережинский В.И. Новые разработки для повышения безопасности работ на шахтном транспорте и подъеме / В.И. Бережинский, С.В. Бабаков // Уголь Украины. – 2012. – № 6. – С. 17–20.

Berezhinskiy, V.I. and Babakov, S.V. (2012), “New developments aiming improvement of the mine transport and lifting of operation safety”, *Ugol Ukrainy*, no. 6, pp. 17–20.

2. Иванов О.И. Оценка профессионального риска травмирования шахтеров / О.И. Иванов // Уголь Украины. – 1999. – № 11. – С. 46–47.

Ivanov, O.I. (1999), “Evaluation of miner’s occupational risk”, *Ugol Ukrainy*, no. 11, pp. 46–47.

3. Федоряченко С.О. Математична модель шахтної вагонетки: матеріали міжнарод. конф. „Форум гірників – 2012“; 3–6 жовтня 2012 р. / С.О. Федоряченко // Національний гірничий університет. – Дніпропетровськ, 2012. – Т. 4 – С. 108–114.

Fedoryachenko, S.O. (2012), “Mathematical model of a mine car”, Proc. of the Int. Conf. “Forum of mining engineers”, Vol. 4, October 3–6, 2012, National Mining University, Dnipropetrovsk, Ukraine, pp. 108–114.

4. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействия с подвижным составом / Коган А.Я. – М.: Транспорт, 1997. – 327 с.

Kogan, A.Ya. (1997), *Dinamika puti i ego vzaimodeystvia s podvizhnym sostavom* [Dynamics of Rail Track and Its Interaction With The Rolling Stock], Transport, Moscow, Russia.

5. Говоруха В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств: монография / Говоруха В.В. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.

Govorukha, V.V. (2006), *Mekhanika vzaimodeystviya relsivogo puti, podvizhnykh transportnykh sredstv i smezhnykh ustroystv* [Mechanics of the Interaction Between the Rail Track, Transport Vehicles and Adjacent Equipment], Monograph, Lira, Dnepropetrovsk, Ukraine.

Мета. Дослідження процесу взаємодії секційних потягів та рейкової структури, що має прямолінійні та криволінійні ділянки з вертикальними й поперечними (горизонтальними) нерівностями, від стану яких залежить стійкість, навантаженість і безпека руху гірничого рейкового транспорту.

Методика. Представлені математичні моделі руху багатоланкових секційних потягів по рейковій структурі з нерівностями й відступами від нормативних вимог експлуатації та визначені характерні значення показників навантаженості, стійкості та безпеки руху у складних гірничотехнічних умовах.

Результати. Проведені комплексні теоретичні дослідження процесу взаємодії секційних потягів і рейкової структури, визначені характерні показники стійкості, навантаженості та безпеки руху по колії з вертикальними й поперечними нерівностями з використанням розрахункових схем ходової частини, що має вільну та жорстку насадку коліс на осях колісних пар, а також багатоланкову систему рейкової структури з пружно-дисипативними жорсткими й шарнірними з’єднаннями.

Наукова новизна. Визначені залежності змін характерних показників навантаженості, стійкості й безпеки руху потягів від параметрів горизонтальних і вертикальних нерівностей рейкових ниток у прямолінійних і криволінійних ділянках рейкової структури. Встановлені екстремальні значення показників взаємодії складових частин транспортної системи, визначені явища резонансу та встановлені критичні швидкості в безпечному режимі руху.

Практична значимість. Отримані результати призначені для вдосконалення конструкції та підготовки нормативно-технічної документації на будівництво й експлуатацію засобів гірського рейкового транспорту.

Ключові слова: рейкова структура, секційні потяги, навантаженість, стійкість, безпека руху, резонансні явища

Purpose. To study the interaction of the sectional trains and the rail track with straight and curved sections and vertical and horizontal burrs affecting the stability, loading and safety of mining rail transport.

Methodology. We have designed the mathematical model of the movement of the sectional trains along the track with different burrs, deviations from normative requirements of operation and have determined indicators of burden, stability and safety of movement in difficult mining conditions.

Findings. We have carried out the theoretical studies of interaction of sectional trains and the rail track and have determined the indicators of burden, stability and safety of mine cars movement along the track which have horizontal and vertical burrs. The calculation model considers vehicles with loose and firm mounting of wheels and various rail track sections with the elastic-dissipative rigid and knuckle joints.

Originality. We have determined the relations between the parameters of horizontal and vertical burrs in

rails and the changes in burden, stability and movement safety of the mine cars at straight and curved sections of the rail track. We have determined extreme values of the indicators of interaction of components of transport system, have discovered the resonance phenomenon and determined critical speed for the safe mode of movement.

Practical implications. The obtained results of the research can be used to develop technical standards for

construction, maintaining and repair of the mining rail transport.

Keywords: *track facilities, sectional train, burden, stability, movement safety, resonance phenomenon*

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Надутим. Дата надходження рукопису 15.01.13.

УДК 669.15-192.017:621.357.7

Е.В. Колесник, канд. техн. наук

Государственное высшее учебное заведение „Украинский государственный химико-технологический университет“, г. Днепропетровск, Украина, e-mail: ievgen.kolesnyk@ukr.net

ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРООСАЖДЕННЫХ СПЛАВОВ Fe-Ni

Ye.V. Kolesnik, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor

State Higher Educational Establishment “Ukrainian State University of Chemical Technology”, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: ievgen.kolesnyk@ukr.net

FEATURES OF STRUCTURE FORMATION OF ELECTRODEPOSITED ALLOYS Fe-Ni

Цель. Выявление характеристик электроосажденных сплавов Fe-Ni в зависимости от концентрации ионов никеля в сульфатном электролите.

Методика. Электроосажденные покрытия сплавами Fe-Ni толщиной 50 мкм наносили на низкоуглеродистую сталь при температуре 55–57°C и катодной плотности тока 10 А/дм² из сульфатного электролита с концентрацией ионов железа (II) – 80 г/л, никеля (II) – 1–20 г/л, pH 2–3. Рентгеновский фазовый анализ образцов проводили на модернизированном дифрактометре ДРОН-3 в излучении меди без отделения покрытий от основы. Кристаллографическую текстуру образцов оценивали при помощи дифрактограмм, текстурных кривых и обратных полюсных фигур. Микроструктуру поверхности исследовали методом сканирующей электронной микроскопии на микроскопе РЭМ-106И в режиме вторичных электронов.

Результаты. Показано, что введение ионов никеля в сульфатный электролит железнения приводит к образованию в электроосажденных покрытиях твердых растворов на основе решетки α -Fe, для которых характерна аксиальная текстура $\langle 111 \rangle$, доля и совершенство которой возрастают с повышением концентрации никеля в электролите. На примере железо-никелевых покрытий показана возможность формирования сферолитов в электроосажденных сплавах. Установлено, что образование аксиальной текстуры $\langle 111 \rangle$ в электроосажденных сплавах Fe-Ni сопровождается формированием сферолитов в их структуре.

Научная новизна. Выявлено влияние концентрации ионов никеля в электролите на структурообразование электроосажденных сплавов Fe-Ni, обнаружены сферолиты в их структуре. Выявлена взаимосвязь между формой роста кристаллов и параметрами кристаллографической текстуры сплавов.

Практическая значимость. Полученные результаты открывают возможность целенаправленного формирования определенной кристаллографической текстуры в электроосажденных сплавах Fe-Ni, которые могут применяться для восстановления размеров изношенных деталей машин в горнодобывающей, металлообрабатывающей промышленности и машиностроении.

Ключевые слова: *электроосажденные сплавы, Fe-Ni, структура, кристаллографическая текстура, рентгеновский анализ*

Введение. Электроосажденное железо [1,2] может применяться для восстановления размеров изношенных в процессе эксплуатации деталей машин различного назначения в горнодобывающей, металлообрабатывающей промышленности, машиностроении, а также в сельском хозяйстве. Для электролитических осадков металлов характерна повышенная твердость по сравнению с материалами, полученными

ми металлургическим способом. Поэтому применение электроосажденных железных покрытий обеспечивает не только восстановление размеров, но и поверхностное упрочнение покрываемых деталей, что особенно актуально для низко- и среднеуглеродистых сталей в связи со сравнительной дешевизной и экологической безопасностью электролитов железнения.

Для повышения эксплуатационных характеристик электроосажденного железа может осуществляться