

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ И ПУТЕВОЙ СТРУКТУРЫ С ПОПЕРЕЧНЫМИ И ВЕРТИКАЛЬНЫМИ НЕРОВНОСТЯМИ

*В.В. Говоруха, Институт геотехнической механики  
им. Н.С. Полякова НАН Украины, Украина*

Представлены математические модели движения шахтных локомотивов по рельсовому пути и стрелочным переводам, имеющим прямолинейные и криволинейные участки с поперечными и вертикальными неровностями, от состояния которых зависит устойчивость, нагруженность и безопасность работы горного рельсового транспорта. Установлены значения показателей процесса взаимодействия составных частей локомотива и путевой структуры, а также критические скорости в безопасном режиме движения.

*Введение.* Протяженность откаточных выработок, оборудованных рельсовым транспортом, составляет 82 %, а на магистральных путях – 90–95 %. При этом трудозатраты на транспортирование горной массы составляют до 70 % всех затрат при добыче полезных ископаемых [1–3].

Достижения в области совершенствования действующих и создание новых локомотивов показывают, что за последние 50 лет в этих конструкциях произошли существенные изменения. Увеличена масса до 14 т (вместо 7–10 т). Эксплуатационная скорость поездов увеличена до 5–7 м/с [1–5].

Однако в путевой структуре (рельсовый путь, стрелочные переводы и др.) в указанный период не произошло существенных изменений и в эксплуатации находятся несовершенные конструкции стрелочных переводов и рельсового пути (шпалы, крепления и др.).

Несоответствие технических характеристик локомотивов и вагонов несущей способности и прочности путевой структуры привело к интенсивному разрушению этой конструкции и способствовало образованию значительных величин вертикальных и поперечных (горизонтальных) неровностей, вызывающих увеличение нагруженности, ухудшение устойчивости и безопасности движения поездов. Такое состояние требует значительных затрат на эксплуатацию, замену разрушенных и изношенных изделий, а также приводит к травматизму и нарушениям безопасности работ на шахтном рельсовом транспорте. В связи с этим сроки службы стрелочных переводов, шпал, брусьев, креплений уменьшаются до 1–3 лет (вместо 6–8 лет), а межремонтные сроки содержания путевой структуры соответствуют 3–12 месяцам [5; 6].

*Состояние вопроса.* Для решения данной проблемы требуется создание и совершенствование конструкции рельсового пути и стрелочных переводов, несущая способность и надежность которых будет соответствовать динамическим характеристикам подвижного состава, включая локомотивы.

Известен ряд трудов, посвященных научному обеспечению исследований взаимодействия локомотивов и путевой структуры подземного рельсового транспорта, к которым относятся выполненные работы ученых П.С. Шахтаря, Б.А. Кузнецова, С.Ф. Шибалова, А.К. Были, Б.Х. Белостоцкого, Б.С. Гавриненко, В.В. Процива, О.Е. Гончара, А.Г. Мони и др. В них рассмотрены динамические процессы, возникающие в надрессорных строениях и необрессоренных массах локомотива при трогании и торможении поезда, при движении по неровностям в виде вертикальной встречной ступеньки, при динамическом торможении двигателем локомотива с учетом инерционных и упруго-диссипативных характеристик звеньев ходовой части и трансмиссии [7–9 и др.].

В известных работах остались нерешенными проблемы динамических процессов взаимодействия шахтных локомотивов и путевой структуры с поперечными и вертикальными, плавными и сложными неровностями. Применение ступенчатых неровностей является условным, поскольку в большинстве случаев концевые участки рельсов в зоне стыка имеют упругую деформацию от нагрузки ходовой части и поэтому неровность имеет сложную зависимость, отличительную от геометрической ступенчатой ненагруженной формы.

Не рассматривалась нагруженность и устойчивость рельсового пути и стрелочных переводов от действия локомотивов при сложной механике взаимодействия.

*Целью работы* является исследование динамических процессов взаимодействия шахтных локомотивов и путевой структуры с вертикальными и поперечными неровностями в прямолинейных и криволинейных участках пути с использованием механики движения сложной многомассовой транспортной системы. *Основными задачами* являются: определение основных показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения локомотива при взаимодействии с путевой структурой, имеющей различные неровности в плане и профиле.

*Изложение основного материала исследования.* Для исследования динамических процессов взаимодействия локомотивов и путевой структуры горного транспорта составлена математическая модель движения локомотива по упруго-инерционному рельсовому пути произвольной кривизны в плане и профиле с учетом конструктивных особенностей и эксплуатационных характеристик транспортной системы.

Для исследования колебаний, устойчивости движения и нагруженности двухосного локомотива (типа К-14М) представлена механическая система, состоящая из пяти твердых тел (кузова, двух колесных пар с глухонасаженными колесами и двух двигателей с редукторами, подвешенными одним концом к кузову с помощью упругих элементов, а другим концом опирающихся на оси колесных пар).

Рельсовый путь в вертикальном и поперечном направлениях представлен дискретной системой приведенных к каждому колесу масс, соединенных посредством упруго-диссипативных связей, которые состоят из упругих элементов и демпферов вязкого сопротивления и сухого трения. При этом в зоне каждого колеса имеются три приведенные сосредоточенные массы, соответствующие рельсу, шпале и основанию. Неровности рельсовых нитей в вертикальной и поперечной плоскостях имеют произвольное очертание.

Для определения нормальных и касательных сил взаимодействия между колесами и рельсовыми нитями в вертикальном, поперечном и продольном направлениях применяется нелинейная теория псевдоскольжения, а также учитывается нелинейное очертание поперечного профиля колес относительно колесных пар [10].

Расчетная схема транспортной системы показана на рис. 1. В схеме принимаются во внимание упруго-диссипативные свойства узлов опирания кузова на колесные пары в вертикальном, поперечном и продольном направлениях.

В обозначениях координат и параметров, относящихся к исследуемой транспортной системе «локомотив–рельсовый путь», введены следующие индексы:  $k$  – для кузова локомотива;  $n=1,2$  – для колесных пар ходовой части;  $j=1,2$  – для упругих элементов ходовой части;  $n_m$  – для двигателей локомотива вместе с редуктором, отнесенных к  $n$ -ой колесной паре;  $pnj$ ,  $innj$ ,  $onj$  – соответственно для приведенных к одному колесу параметров рельсов, шпал и основания.

Для описания движения локомотива по различным участкам рельсового пути и стрелочных переводов с произвольным очертанием рельсовых нитей в поперечной плоскости применяется неподвижная система координат  $\tilde{O}\xi\eta\zeta$ , а для каждого твердого тела экипажа по две подвижные системы координат: естественная  $Oxyz$  и связанная с каждым телом  $Cx'y'z'$  (где  $Cx'$ ,  $Cy'$ ,  $Cz'$  – главные центральные осми инерции) (рис. 2) [10].

Все системы координат правосторонние, где оси  $\tilde{O}\xi$ ,  $Ox$ ,  $Cx'$  направлены слева направо, а оси  $\tilde{O}\zeta$ ,  $\tilde{O}z$ ,  $Cz'$  – вниз. Оси системы координат направлены соответственно по касательной, нормали и бинормали к оси пути. Ось  $Oy$  проходит через проекцию центра масс твердого тела на соприкасающуюся с поворотностью пути плоскость, наклоненную вследствие возвышения  $h$  наружной рельсовой нити над внутренней под углом  $\theta_h$  к горизонтальной плоскости. Положение естественной системы координат относительно неподвижной характеризуется дуговой координатой вдоль оси пути  $S$ , углом  $\chi$  между осями  $Ox$  и  $O\xi$  и углом  $\theta_h$ . Параметры криволинейного участка рельсовых путей  $\chi$  и  $\theta_h$  являются функциями координаты  $S$ .

Сферическое движение твердого тела описывается углами  $\psi = \psi + \chi$ ,  $\varphi$ ,  $\tilde{\theta} = \theta + \theta_h$ , которые определяют направления осей  $Cx'$ ,  $Cy'$ ,  $Cz'$  относительно неподвижной системы координат.

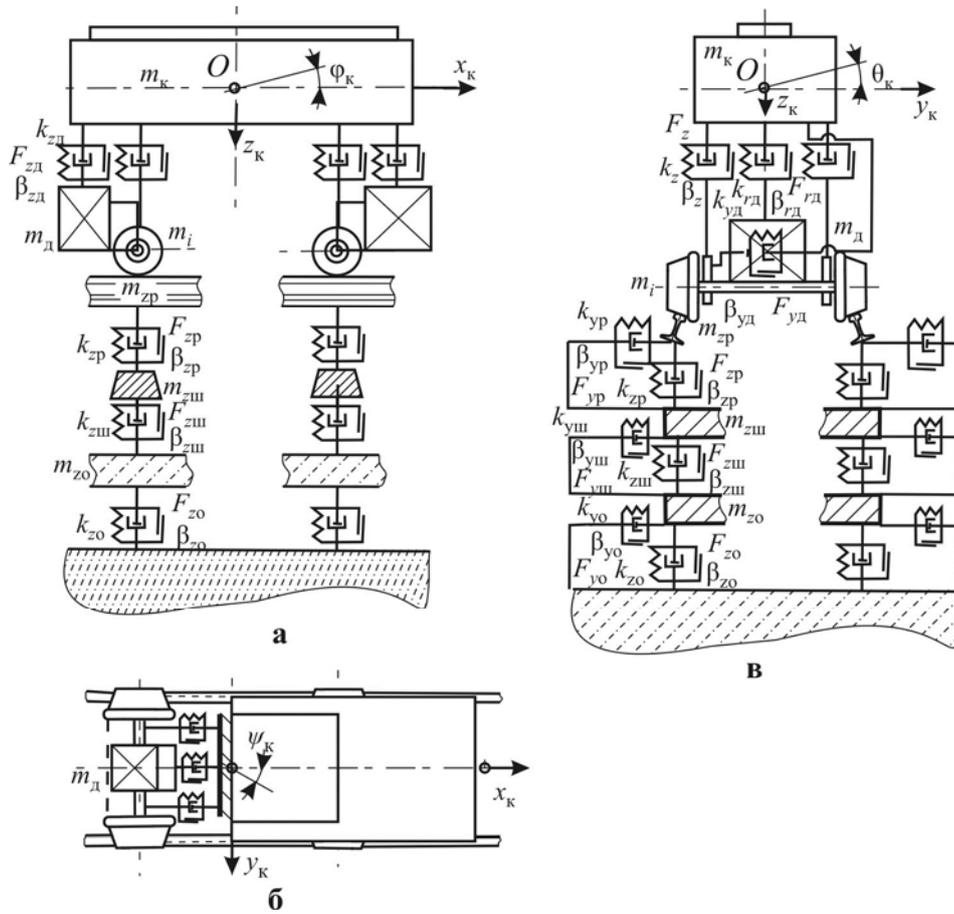


Рис. 1. Расчетная схема системы “локомотив – путь”:  
а – вид сбоку; б – вид сверху; в – вид с торца

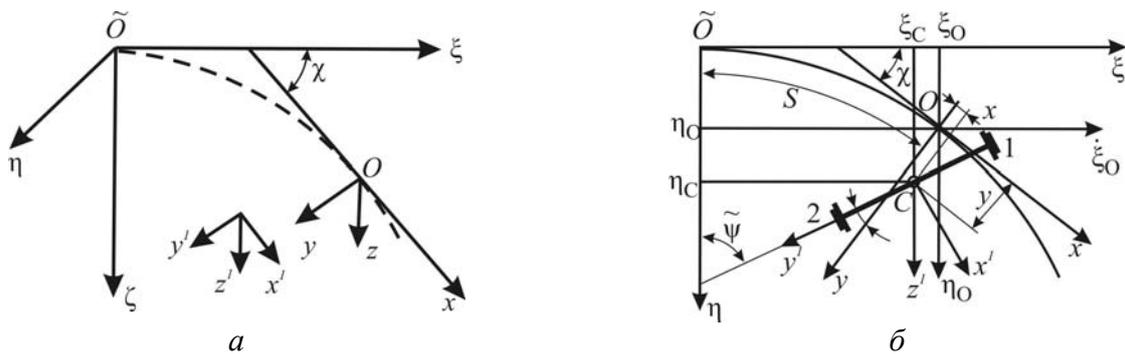


Рис. 2. Системы координат:  
а – система отсчета, б – схема движения колесной пары

Положение твердого тела относительно естественной системы координат описывается величинами  $x, y, z, \psi, \varphi, \theta$ . Поступательные перемещения  $x, y, z$  и углы поворота  $\psi, \varphi, \theta$  описывают соответственно подергивание, боковой относ, подпрыгивание, виляние, галопирование и боковую качку подвижной системы. Колебания каждого вида могут быть независимыми от других или совместными.

Для составления математической модели процессов взаимодействия элементов рассматриваемой рельсовой транспортной системы при движении локомотива по упруго-инерционному пути произвольной кривизны с пространственными неровностями и отступлениями по ширине пути колеи использовано уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial T}{\partial q_v} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_v} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_v} = Q_v, \text{ при } v=1,2,3 \dots n, \quad (1)$$

где  $n$  – число степеней свободы;  $T$ ,  $\Pi$ ,  $\Phi$  – кинетическая, потенциальная энергия и функция рассеяния системы;  $Q_v, q_v$  – обобщенные силы, не имеющие потенциала, и обобщенные координаты.

Выражение кинетической энергии для каждого твердого тела системы представлено уравнением

$$T_c = \frac{1}{2} m (\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2) + \frac{1}{2} (I_x \dot{\theta}^2 + I_y \dot{\phi}^2 + I_z \dot{\psi}^2) = \frac{1}{2} m (\dot{S}^2 + \dot{x}^2 + \dot{y}^2 \dot{\chi}^2 \dot{x}^2 + \dot{\chi}^2 \dot{y}^2) + m (\dot{S}\dot{x} + \dot{S}\dot{\chi}y + \dot{\chi}x\dot{y} - \dot{\chi}\dot{x}y) + \frac{1}{2} m \left[ \frac{d}{dt} \left( z \cos \theta_h - \frac{1}{2} h^2 \right) \right]^2 + \frac{1}{2} (I_x \dot{\theta}^2 + I_y \dot{\phi}^2 + I_z \dot{\psi}^2), \quad (2)$$

где  $m, I_x, I_y, I_z$  – масса и моменты инерции твердого тела относительно главных центральных осей;  $S$  – расстояние, пройденное подвижной системой вдоль оси пути;  $\dot{S} = v$  для данного случая.

В соответствии с конструктивными особенностями механической системы «локомотив – рельсовый путь» уравнения условных связей представлены в следующем виде

$$\begin{aligned} x_K = x_1 = x_2 = x_{1M} = x_{2M}; \quad y_n = y_{nM}; \quad \psi_n = \psi_{nM} = \psi_K; \quad z_{nM} = z_n + (-1)^n l_{1a} \varphi_{nM}; \quad \mathcal{G}_{nM} = \mathcal{G}_n; \\ x_{njp} = 0; \quad \mathcal{G}_{njp} = 0; \quad \varphi_{njp} = 0; \quad \psi_{njp} = 0; \quad z_{njp} = z_n + (-1)^j d_1 \mathcal{G}_n; \quad x_{njш} = 0; \quad \mathcal{G}_{njш} = 0; \quad \varphi_{njш} = 0; \\ \psi_{nju} = 0; \quad x_{njo} = 0; \quad \mathcal{G}_{njo} = 0; \quad \varphi_{njo} = 0; \quad \psi_{njo} = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $l_{1a}$  – расстояние в продольном направлении между местами крепления двигателя к кузову и к колесной паре; “ $m$ ” – индекс, используемый для обозначения двигателя вместе с редуктором.

В качестве обобщенных координат приняты величины

$$z_K, y_K, \varphi_K, \mathcal{G}_K, \psi_K, z_n, y_n, \mathcal{G}_n, \varphi_n, \varphi_{nM}, y_{njp}, y_{njш}, y_{njo}, z_{njш}, z_{njo}.$$

Кинетическую энергию системы можно определить из следующего выражения

$$T = \sum_{v=1}^N T_{cv}, \quad (4)$$

где  $N$  – число твердых тел входящих в механическую систему;  $T_{cv}$  – кинетическая энергия  $v$ -го твердого тела ( $v = 1, 2, \dots, N$ ).

Подстановкой в уравнение (4) выражений (2) и (3) получены дифференциальные операторы, соответствующие выбранным обобщенным координатам  $q$  – для локомотива, движущегося по инерционному пути

$$D_q = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q}. \quad (5)$$

Дифференциальные операторы  $Dq_v$  ( $v = 1, 2, \dots, N$ ), соответствующие выбранным обобщенным координатам  $q_v$ , для локомотива, движущегося по инерционному рельсовому пути, имеют вид

$$\begin{aligned} D_{z_k} &= m_k \ddot{z}_k; \quad D_{y_k} = m_k (\ddot{y}_k - \dot{\chi}_k^2 y_k + \dot{\chi}_k \nu); \quad D_{\varphi_k} = I_{y_k} \ddot{\varphi}_k; \quad D_{g_k} = I_{x_k} (\ddot{g}_k + \ddot{g}_{hk}); \\ D_{y_{jk}} &= (I_{z_k} + 2m_1 l^2 + 2m_{1M} l_{1M}^2 + 2I_{z1} + 2I_{z1M}) (\ddot{y}_{jk} + \dot{\chi}_k^2 y_{jk}); \quad D_{z_n} = (m'_n + m_{nM} + \sum_{j=1}^2 m_{njp}) \ddot{z}_n; \\ D_{y_n} &= (m'_n + m_{nm}) (\ddot{y}_n - \dot{\chi}_n^2 y_n + \dot{\chi}_n \nu); \quad D_{\theta_n} = (I'_{xn} + I_{xnj} + \sum_{j=1}^2 m_{njp} d_1^2) (\ddot{\theta}_n + \ddot{\theta}_{hn}); \\ D_{\varphi_{nM}} &= I_{ynM} (\ddot{\varphi}_{nM} + \ddot{\varphi}_{nh}); \quad D_{\varphi_n} = I_{yn} (\ddot{\varphi}_n + \ddot{\varphi}_{nh}); \quad D_{z_{njw}} = m_{njw} \ddot{z}_{njw}; \quad D_{z_{njo}} = m_{njo} \ddot{z}_{njo}; \\ D_{y_{njp}} &= m_{y_{njp}} \ddot{y}_{njp}; \quad D_{y_{njw}} = m_{y_{njw}} \ddot{y}_{njw}; \quad D_{y_{njo}} = m_{y_{njo}} \ddot{y}_{njo}, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $m'_n, I'_{xn}$  – масса и момент инерции колесной пары локомотива;  $\dot{\chi}, \ddot{\chi}$  – угловые скорость и ускорение, обусловленные криволинейным очертанием переходных или круговых кривых рельсового пути, а также неровностями рельсовых нитей в плане, которые определены из выражений

$$\dot{\chi} = \nu(K_a + K_H), \quad \ddot{\chi} = \nu(\dot{K}_a + \dot{K}_H), \quad (7)$$

где  $K_a$  – кривизна проектного очертания рельсового пути в криволинейных участках в плане;  $K_H$  – кривизна рельсового пути вследствие неровностей пути и стрелочных переводов в плане.

Кривизна рельсовых нитей определяется как сумма кривизны проектного очертания оси пути  $K_a$  и неровностей пути  $K_H$

$$K = K_a + K_H, \quad (8)$$

для прямолинейных участков  $K_a = 0$ ,

$$\text{для входных переходных кривых } K_a = \frac{1}{Rl'_0} \left( x_0 - \frac{l_0}{2\pi} \sin \frac{2\pi x_0}{l_0} \right),$$

$$\text{для круговой кривой } K_0 = \frac{1}{R},$$

$$\text{для выходных переходных кривых } K_a = \frac{1}{R} - \frac{1}{Rl'_0} \left( x_0 - \frac{l'_0}{2\pi} \sin \frac{2\pi x_0}{l'_0} \right). \quad (9)$$

Здесь  $l_0, l'_0$  – длины входной и выходной переходных кривых;  $x_0, x'_0$  – дуговые координаты, определяемые соответственно от начала переходной и конца круговой кривых.

Участки пути, описываемые выражениями (8) и (9), соответствуют плавному сопряжению прямолинейных и криволинейных круговых кривых. Такие участки соответствуют рельсовому пути и стрелочным переводам.

При рассмотрении детерминированных неровностей в поперечном направлении их можно задавать сложной функцией, а также в виде косинусоиды или синусоиды согласно выражениям (10) и (11).

Неровности в плане в виде синусоиды описываются функцией

$$K_H = -\frac{4\pi^2 A'_H}{(l'_H)^2} \sin \frac{2\pi \nu t}{(l'_H)}, \quad (10)$$

где  $A'_H, l'_H$  – амплитуда и длина неровности в пределах периода, а неровности в плане, заданные в виде косинусоиды, функцией

$$K_H = \begin{cases} -\frac{2\pi^2 a'_{HG}}{(l'_H)^2} \cos \frac{2\pi \nu t}{l'_H}, & 0 < t \leq \tau_{HG}; \\ 0, & t > \tau_{HG}, \end{cases} \quad (11)$$

где  $A'_H$  – стрела дуги неровности в пределах периода;  $\tau_{HG} = l'_H / \nu$  – время движения колесной пары по заданной неровности.

Форма вертикальных неровностей, как и горизонтальных, весьма разнообразна. В большинстве случаев встречаются плавно очерченные косинусоидальные неровности и их комбинации. Сложные неровности обусловлены преимущественно неравноупругостью рельсовых нитей и геометрией плоскости головки рельсовых нитей.

Для изолированной неровности уравнение в пределах периода будет иметь вид

$$\eta_n = \begin{cases} \frac{A_H}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi \nu t}{l_{HB}} \right), & 0 < t < \tau_{HB}; \\ 0, & \tau_{HB} < t \leq T_{HB}, \end{cases} \quad (12)$$

где  $A_H$  – наибольшая глубина вертикальной неровности;  $l_H$  – длина вертикальной неровности;  $\tau_{HB} = l_H / \nu$  – время движения колесной пары по вертикальной неровности;  $T_{HB} = L_p / \nu$  – период повторения вертикальной неровности с учетом длины рельса между стыками  $L_p$ .

Для рельсовых звеньев

$$\eta_n = \sum_{k=1}^{k=N_k} a_{HBK} (\cos \omega_{HB} t - 1), \quad (13)$$

где  $a_{HBK}$  – амплитуда неровностей различных гармоник;

$k$  – количество экстремальных образований вертикальных неровностей;

$\omega_{HB}$  – частота воздействия вертикальных неровностей;  $\omega_{HB} = 2\pi \nu / l_{HB}$ .

Для стыковых участков

$$\eta_n = \sum_{k=1}^{k=N_k} a_{HBK} \left| \sin \frac{1}{2} \omega_{HB} t \right|, \quad (14)$$

а для рельсового пути можно использовать соотношение

$$\eta_n(x) = \frac{A_H}{2} [\sigma_o(x) - \sigma_o(x - l_H)] \times \left( 1 - \cos \frac{2\pi vt}{l_H} \right), \quad (15)$$

где  $\sigma_o(x)$  – единичная функция;  $x$  – текущая абсцисса неровности.

При рассмотрении рельсовых нитей с различными неровностями в поперечном и вертикальном направлениях учет неровностей выполняется согласно выражению поперечных и вертикальных перемещений колес относительно проектного положения рельсовых нитей. При этом радиусы катания колес получают дополнительные приращения вследствие наличия поперечных неровностей и уширения колеи, что вызывает повороты колесных пар в поперечной плоскости, создавая влияние на поперечные перемещения колесных пар относительно пути.

Потенциальная энергия  $\Pi$  механической системы равна сумме энергии упругих деформаций  $\Pi_1$  и изменения энергии  $\Pi_2$  вследствие подъема или опускания центров тяжести условных приведенных тел, входящих в эту систему:  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2$ .

Для нахождения упругих деформаций тел предполагаем, что синусы углов между одноименными осями естественных систем координат ( $Oxyz$ ), выбранных для различных тел системы, равны нулю, а косинусы углов – единице.

При этих условиях линейные перемещения упругих элементов исследуемой механической системы в направлениях осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  и угловых в направлении углов поворота  $\theta$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$  можно определить следующим образом:

$$\begin{aligned} \Delta x_{nj} &= 0; \quad \Delta z_{nm} = z_k + (-1)^n l_1 \varphi_k - z_n + (-1)^n l_{1a} \varphi_{nm}; \quad \Delta y_{nj} = y_k - y_n - u_n - (-1)^n l \psi_k - H \vartheta_k; \\ \Delta z_{nj} &= z_k + (-1)^n l \varphi_k - (-1)^j b (\vartheta_k - \vartheta_n) - z_n - \eta_{nj}; \quad \Delta z_{njp} = z_n + (-1)^n d_1 \vartheta_h - z_{njш}; \\ \Delta z_{nj\vartheta} &= z_{nj\vartheta} - z_{nj\vartheta}; \quad \Delta z_{njo} = z_{njo}; \quad \Delta y_{njp} = y_{njp} - y_{njш}; \\ \Delta y_{njш} &= y_{njш} - y_{njo}; \quad \Delta y_{njo} = y_{njo}, \end{aligned} \quad (16)$$

где  $l_1$  – расстояние от центра тяжести кузова до точки подвеса двигателя к кузову локомотива;  $l_{1a}$  – расстояние от оси колесной пары до точки подвеса двигателя к кузову локомотива;  $2b$  – расстояние между упругими элементами, относящимися к колесной паре, в поперечном направлении;  $H$  – высота центра тяжести над верхней плоскостью упругого элемента;  $u_n$  – стрелы дуг кривой рельсового пути в пределах базы подвижной единицы;  $\eta_{nj}$  – неровности рельсовых нитей в вертикальном направлении;  $2l$  – база подвижной единицы.

Потенциальная энергия упругих деформаций определена согласно теореме Клапейрона:

$$\begin{aligned} \Pi_1^{\vartheta} &= \frac{1}{2} \left( \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 k_x^0 \Delta x_{nj}^2 + k_y^0 \Delta y_{nj}^2 + k_z^0 \Delta z_{nj}^2 + k_{ZM}^0 \Delta z_{nM}^2 + k_{zp}^0 \Delta z_{njp}^2 + \right. \\ &\quad \left. + k_{zш} \Delta z_{njш}^2 + k_{zo} \Delta z_{njo}^2 + k_{yp} \Delta y_{njp}^2 + k_{yш} \Delta y_{njш}^2 + k_{yo} \Delta y_{njo}^2 \right), \end{aligned} \quad (17)$$

где  $k_{zm}^0$  – жесткость упругих элементов подвески двигателя к кузову локомотива;  $k_x^0, k_y^0, k_z^0, k_{y_0}, k_z$  – жесткости упругих элементов, соединяющих подрессоренные и не-подрессоренные части локомотива в продольном, поперечном и вертикальном направлениях;  $k_{zp}, k_{zш}, k_{zo}, k_{yp}, k_{yш}, k_{yo}$  – жесткости элементов конструкции рельсового пути, приведенные условно к рельсам, шпалам и основанию в вертикальной и поперечной плоскостях.

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

$$\Pi_2^0 = -m_{\kappa} g \mathcal{G}_{hk} y_{\kappa} - \sum_{n=1}^2 (m_n + m_{nM}) \mathcal{G}_{hn} g y_n. \quad (18)$$

При выборе расчетной схемы было принято допущение, что параллельно упругим элементам рассматриваемой механической системы "локомотив – путь" установлены в общем случае демпферы вязкого сопротивления и сухого трения. Тогда функции рассеяния

$$\begin{aligned} \Phi^0 = & \frac{1}{2} \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\beta_x^0 \Delta \dot{x}_{nj}^2 + \beta_y^0 \Delta \dot{y}_{nj}^2 + \beta_z^0 \Delta \dot{z}_{nj}^2 + \beta_{zM}^0 \Delta \dot{z}_{nM}^2 + \beta_{zM}^0 \Delta \dot{z}_{nMj}^2 + \beta_{zP}^0 \Delta \dot{z}_{njP}^2 + \\ & + \beta_{zш}^0 \Delta \dot{z}_{njш}^2 + \beta_{zo}^0 \Delta \dot{z}_{njо}^2 + \beta_{yp}^0 \Delta \dot{z}_{njP}^2 + \beta_{yш}^0 \Delta \dot{y}_{njш}^2 + \beta_{yo}^0 \Delta \dot{y}_{njо}^2) + \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (F_x^0 \Delta \dot{x}_{nj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{x}_{nj} + \\ & + F_y^0 \Delta \dot{y}_{nj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{nj} + F_z^0 \Delta \dot{z}_{nj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nj} + F_{zM}^0 \Delta \dot{z}_{nM} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nM} + \\ & + F_{zP}^0 \Delta \dot{z}_{njP} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njP} + F_{zш}^0 \Delta \dot{y}_{njш} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njш} + F_{zo}^0 \Delta \dot{z}_{njо} \operatorname{sgn} \dot{z}_{njо} + \\ & + F_{yp}^0 \Delta \dot{y}_{njP} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njP} + F_{yш}^0 \Delta \dot{y}_{njш} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njш} + F_{yo}^0 \Delta \dot{y}_{njо} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njо}), \end{aligned} \quad (19)$$

где  $\beta_x^0, \beta_y^0, \beta_z^0, \beta_{zM}^0, F_x^0, F_y^0, F_z^0, F_{zM}^0$  – коэффициенты вязкого сопротивления и силы сухого трения вертикальных демпферов транспортной системы, а также между кузовом и двигателем.

Сумму потенциальных (упругих и гравитационных) и диссипативных сил, соответствующих обобщенным координатам ( $q$ ), можно описать операторами

$$C_q = \frac{\partial \Pi}{\partial q} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}}, \quad (20)$$

которые можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} C_{z\kappa} = & \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_z^0 \Delta z_{nj} + \beta_z^0 \Delta \dot{z}_{nj} + F_z^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nj}) + \sum_{n=1}^2 (k_{zM}^0 \Delta z_{nM} + \beta_{zM}^0 \Delta \dot{z}_{nM} + F_{zM}^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{zM}); \\ C_{y\kappa} = & \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_y^0 \Delta y_{nj} + \beta_y^0 \Delta \dot{y}_{nj} + F_y^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{nj}) - m_{\kappa} g \mathcal{G}_{hk}; \\ C_{\theta\kappa} = & -H \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_y^0 \Delta y_{nj} + \beta_y^0 \Delta \dot{y}_{nj} + F_y^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{nj}) - \\ & - (-1)^j \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 b (k_z^0 \Delta z_{nj} + \beta_z^0 \Delta \dot{z}_{nj} + F_z^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nj}); \\ C_{\varphi\kappa} = & -(-1)^n l \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_z^0 \Delta z_{nj} + \beta_z^0 \Delta \dot{z}_{nj} + F_z^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nj}) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + (-1)^n l_{1a} \sum_{n=1}^2 (k_{z_M} \Delta z_{nM} + \beta_{z_M} \Delta \dot{z}_{nM} + F_{z_M} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nM}); \\
C_{\psi_{\kappa}} & = -(-1)^n l \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_y^0 \Delta y_{nj} + \beta_y^0 \Delta \dot{y}_{nj} + F_y^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{nj}); \\
C_{z_n} & = -\sum_{j=1}^2 (k_z^0 \Delta z_{nj} + \beta_z^0 \Delta \dot{z}_{nj} + F_z^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nj}) - (k_{z_M} \Delta z_{nM} + \beta_{z_M} \Delta \dot{z}_{nM} + F_{z_M} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nM}) + \\
& + \sum_{j=1}^2 (k_{z_p} \Delta z_{njp} + \beta_{z_p} \Delta \dot{z}_{njp} + F_{z_p} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njp}); \\
C_{y_n} & = -\sum_{j=1}^2 (k_y^0 \Delta y_{nj} + \beta_y^0 \Delta \dot{y}_{nj} + F_y^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{nj}) - (m_n + m_{nM}) g \mathcal{G}_{hn}; \\
C_{\theta_n} & = (-1)^j l \sum_{j=1}^2 (k_z^0 \Delta z_{nj} + \beta_z^0 \Delta \dot{z}_{nj} + F_z^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nj}) + \\
& + (-1)^j d_1 \sum_{j=1}^2 (k_{z_p} \Delta z_{njp} + \beta_{z_p} \Delta \dot{z}_{njp} + F_{z_p} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njp}) - H \sum_{j=1}^2 (k_y^0 \Delta y_{nj} + \beta_y^0 \Delta \dot{y}_{nj} + F_y^0 \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{nj}); \\
C_{\varphi_{nM}} & = (-1)^n l_{1a} (k_{z_M} \Delta z_{nM} + \beta_{z_M} \Delta \dot{z}_{nM} + F_{z_M} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{nM}); \quad C_{\varphi_n} = 0; \\
C_{z_{njш}} & = -(k_{z_p} \Delta z_{njp} + \beta_{z_p} \Delta \dot{z}_{njp} + F_{z_p} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njp}) + k_{z_{ш}} \Delta z_{njш} + \beta_{z_{ш}} \Delta \dot{z}_{njш} + F_{z_{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njш}; \\
C_{z_{njo}} & = -(k_{z_{ш}} \Delta z_{njш} + \beta_{z_{ш}} \Delta \dot{z}_{njш} + F_{z_{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njш}) + k_{z_o} \Delta z_{njo} + \beta_{z_o} \Delta \dot{z}_{njo} + F_{z_o} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njo}; \\
C_{y_{njp}} & = k_{y_p} \Delta y_{njp} + \beta_{y_p} \Delta \dot{y}_{njp} + F_{y_p} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njp}; \\
C_{y_{njш}} & = -C_{y_{njp}} + k_{y_{ш}} \Delta y_{njш} + \beta_{y_{ш}} \Delta \dot{y}_{njш} + F_{y_{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njш}; \\
C_{y_{njo}} & = k_{y_o} \Delta y_{njo} + \beta_{y_o} \Delta \dot{y}_{njo} + F_{y_o} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njo} - (k_{y_{ш}} \Delta y_{njш} + \beta_{y_{ш}} \Delta \dot{y}_{njш} + F_{y_{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{njш}). \quad (21)
\end{aligned}$$

Обобщенные силы, приложенные к рассматриваемой механической системе, обусловлены взаимодействием колес с рельсами и действием моментов сил тяжести, возникающих вследствие их поперечного смещения относительно продольных осей  $Ox$ .

Силы взаимодействия между колесами подвижной единицы и рельсами установлены как сумма касательных сил, определяемых по теории Ф. Картера и поперечных сил, обусловленных криволинейным очертанием профилей колес.

Касательные силы взаимодействия колес локомотива с рельсами определены согласно гипотезе крипа с учетом нелинейной зависимости этих сил от безразмерных характеристик проскальзывания контактирующих поверхностей бандажей колес относительно поверхностей головок рельсов, согласно известного выражения [14]

$$F_{nj} = -f_{nj} \varepsilon_{nj} \left[ \left( \frac{f_{nj} \varepsilon_{nj}}{k_f P_{nj}} \right)^2 + 1 \right]^{-1/2}, \quad (22)$$

где  $f_{nj}$  – коэффициенты псевдоскольжения поверхностей бандажей колес и головок рельсов, определяемые как функции сил вертикальных давлений между колесом и рельсом ( $P_{nj}$ );  $\varepsilon_{nj}$  – безразмерные характеристики проскальзывания колес относительно рельсов.

Силы вертикального давления колес  $P_{nj}$  определены согласно выражения

$$P_{nj} = P_{CT} + K_{y_p} \Delta z_{njp} + \beta_{y_p} \Delta \dot{z}_{njp} + F_{y_p} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{njp}, \quad (23)$$

где  $P_{CT}$  – статическая нагрузка между колесом и рельсом.

Составляющие сил псевдоскольжения  $X_{nj}$  и  $Y_{nj}$  в продольном и поперечном направлениях определены согласно выражений

$$X_{nj} = F_{nj} \frac{\varepsilon_{xnj}}{\varepsilon_{nj}}, \quad Y_{nj} = F_{nj} \frac{\varepsilon_{ynj}}{\varepsilon_{nj}}. \quad (24)$$

Величины безразмерных характеристик  $\varepsilon_{nj}$ , а также их составляющих в продольном  $\varepsilon_{xnj}$  и поперечном  $\varepsilon_{ynj}$  направлениях определены из выражений

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xnj} &= (-1)^{j+1} \left[ \frac{d_1}{\nu} (\dot{\psi}_K + \dot{\chi}_K) + (-1)^j \frac{\Delta r_{nj}}{\nu} + (-1)^j \frac{r}{\nu} \dot{\phi}_n \right]; \\ \varepsilon_{ynj} &= \frac{\dot{Y}_{nj}}{\nu} - \frac{r \dot{\theta}_{nj}}{\nu} - \frac{\dot{Y}_{njp}}{\nu} - \psi_K; \quad \varepsilon_{nj} = (\varepsilon_{xnj}^2 + \varepsilon_{ynj}^2)^{1/2} \end{aligned} \quad (25)$$

где  $r$  – радиус круга катания колеса локомотива;  $\Delta r$  – приращение радиусов круга катания колес;  $\nu$  – скорость движения локомотива.

Поперечные составляющие гравитационных сил, действующие на колеса вследствие криволинейного очертания профиля бандажей, можно описать следующим образом

$$W_{nj} = -P_{nj} \mu_{nj}, \quad (26)$$

где  $\mu_{nj} = (d \Delta r_{nj}) / (d y_{nj}^o)$ ;  $\Delta r_{nj}$  – приращение радиусов кругов катания колес локомотива.

$$Y_{nj}^o = Y_n - r \theta_n - y_{njp}.$$

Приращение радиусов кругов катания колес  $\Delta r_{nj}$  определены из известного выражения:

$$\Delta r_{nj} = \frac{1}{2} (u_1 - u_2) y_{nj}^o (-1)^j + \frac{1}{2} (u_2 - u_1) \left\{ \sqrt{[Y_{nj}^o (-1)^j - \delta]^2 + C_o} - \sqrt{\delta^2 + C_o} \right\}, \quad (27)$$

где  $u_1, u_2, \delta, C_o$  – параметры аппроксимации профилей колес.

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

$$\begin{aligned} Q_{yn} &= \sum_{j=1}^2 (Y_{nj} + W_{nj}); \quad Q_{on} = r \sum_{j=1}^2 (Y_{nj} + W_{nj} + m_n g y_n); \quad Q_{\psi_K} = \sum_{n=1}^2 (X_{n1} - X_{n2}) d_1; \\ Q_{ynjp} &= -(Y_{nj} + W_{nj}); \quad Q_{\phi_n} = -\sum_{j=1}^2 X_{nj} r; \quad Q_{\theta_K} = m_K g y_K. \end{aligned} \quad (28)$$

Обобщенные силы, соответствующие остальным обобщенным координатам, равны нулю.

В выражениях упругих перемещений  $\Delta y_{nj}$  можно положить, что стрелы дуг кривой  $u_n = 0$ ;  $u_k = 0$ . Это эквивалентно случаю, когда начало координат систем отсчета  $Oxyz$  для кузова локомотива и ходовой части лежат на одной прямой. В случае равенства нулю кривизны оси рельсового пути получим уравнение прямолинейного движения. При сложной трассе рельсового пути и для стрелочных переводов осуществляется комбинированное представление составляющих по плану и профилю рельсовых нитей.

Уравнения движения локомотива, исходя из уравнений Лагранжа второго рода, представлено выражением

$$D_v + C_v = Q_v. \quad (29)$$

Используя приведенные ранее выражения  $D_v, C_v, Q_v$  получим систему уравнений:

$$\begin{aligned} D_{z_k} + C_{z_k} = 0; \quad D_{y_k} + C_{y_k} = 0; \quad D_{\varphi_k} + C_{\varphi_k} = 0; \quad D_{\theta_k} + C_{\theta_k} = Q_{\theta_k}; \quad D_{\psi_k} + C_{\psi_k} = 0; \quad D_{z_n} + C_{z_n} = 0; \\ D_{y_n} + C_{y_n} = Q_{y_n}; \quad D_{\theta_n} + C_{\theta_n} = Q_{\theta_n}; \quad D_{\varphi_n} = Q_{\varphi_n}; \quad D_{\varphi_{nm}} + C_{\varphi_{nm}} = 0; \quad D_{z_{njш}} + C_{z_{njш}} = 0; \\ D_{z_{njo}} + C_{z_{njo}} = 0; \quad D_{y_{njр}} + C_{y_{njр}} = Q_{y_{njр}}; \quad D_{y_{njш}} + C_{y_{njш}} = 0; \quad D_{y_{njo}} + C_{y_{njo}} = 0. \end{aligned} \quad (30)$$

Оценка динамической нагруженности, колебаний и устойчивости движения двухосного локомотива по рельсовому пути и стрелочным переводам выполнена с учетом исходных характеристик исследуемой транспортной системы, приведенных в работе [6].

Исследования собственных колебаний составных частей рассматриваемой транспортной системы проведены на основании интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих движение локомотива по прямолинейным и криволинейным участкам пути при возмущениях, обусловленных начальными отклонениями от нулевых значений обобщенных координат.

Анализ собственных колебаний элементов исследуемой транспортной системы для случаев движения локомотива со скоростью 5 м/с по прямолинейному и криволинейному ( $R=30$  м) участкам пути следования при нулевых значениях горизонтальных и вертикальных неровностей ( $A_H = 0$ ;  $A'_H = 0$ ) показал, что все колебания системы с течением времени затухают при движении локомотива как по прямолинейному участку пути, так и по кривой  $R=30$  м. При этом координаты, соответствующие вертикальным колебаниям кузова ( $z_k, \varphi_k$ ), затухают очень быстро, что указывает на устойчивость движения локомотива. Согласно частотному анализу, собственная частота колебаний на прямолинейном участке пути имеет значения 0,39; 0,43; 1,3; 2,4 и 4,8 Гц, а на кривой  $R = 30$  м – значения 1,05; 1,3; 2,4; 3,7; 4,1 и 4,8 Гц. Колебания галопирования двигателя вместе с приводом затухают относительно медленно и имеют большую частоту ( $\nu = 4,8$  Гц).

Оценка вынужденных колебаний локомотива при его движении со скоростью 5 м/с по прямолинейным и криволинейным ( $R=30$  м) участкам пути с вертикальными и поперечными неровностями ( $l_H = 2,0$  м;  $A_H = 0,01$  м;  $l'_H = 3,0$  м;  $A'_H = 0,02$  м) показывает, что перемещения кузова и колесных пар локомотива характеризуются установившимися периодическими стационарными колебаниями около состояний статического равновесия. При этом динамические добавки сил имеют небольшие значения, вследствие чего и коэффициенты, характеризующие обезгруживание колес локомотива и условия сдвига пути на прямой, существенно меньше, а коэффициенты устойчивости от вкатывания колес на рельсы – больше нормативных значений, то есть для локомотива безопасность движения обеспечивается с запасом.

Криволинейное движение локомотива характеризуется несколько большим уровнем перемещений и сил взаимодействия колес с рельсами по сравнению с движением по прямой из-за боковых смещений элементов, обусловленных действием центробежных сил. Периодические колебания локомотива вызваны периодическими возмущениями от неровностей пути.

На рис. 3–6 приведены характерные зависимости исследуемых показателей от длины и глубины вертикальных неровностей прямолинейного (рис. 3, а, б, в, г) и криволинейного (рис. 4, а, б, в, г) пути, а также от длины и глубины поперечных неровностей прямолинейного (рис. 5, а, б, в, г) и криволинейного (рис. 6, а, б, в, г) пути. Здесь: а, б – соответственно вертикальные и поперечные силы между колесом и рельсом; в, г – соответственно коэффициенты обезгруживания колес и устойчивости от вкатывания колес на рельсы; 1, 2, 3, 4, 5 – глубины вертикальных неровностей 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,025 м соответственно, а также 1, 2, 3, 4, 5 – глубины поперечных неровностей 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,030; 0,050 м соответственно.

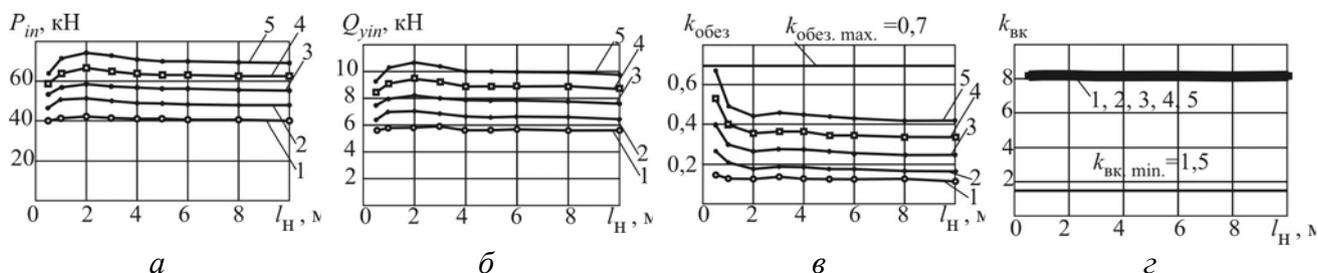


Рис. 3. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины вертикальных неровностей прямолинейного пути

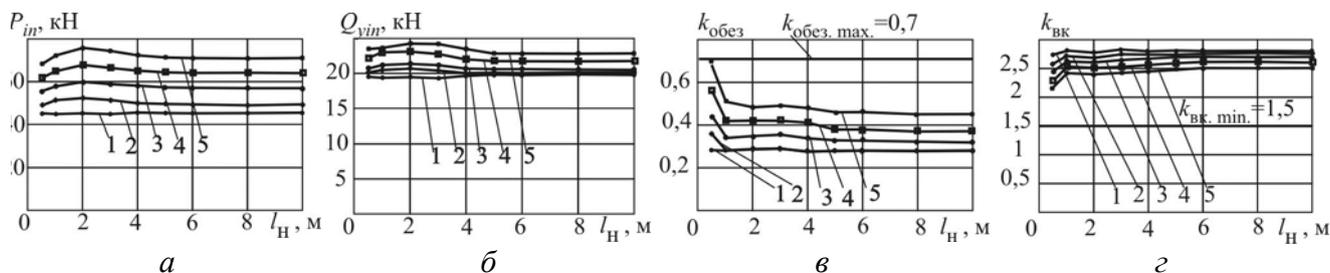


Рис. 4. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины вертикальных неровностей криволинейного пути

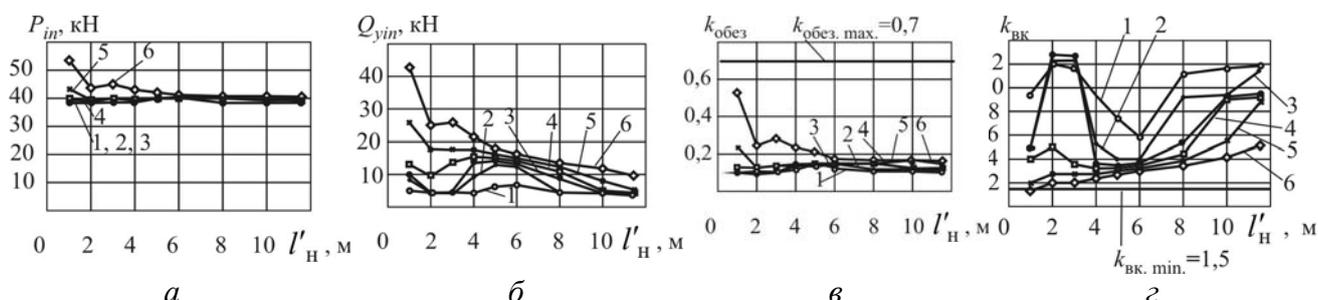


Рис. 5. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины поперечных неровностей прямолинейного пути

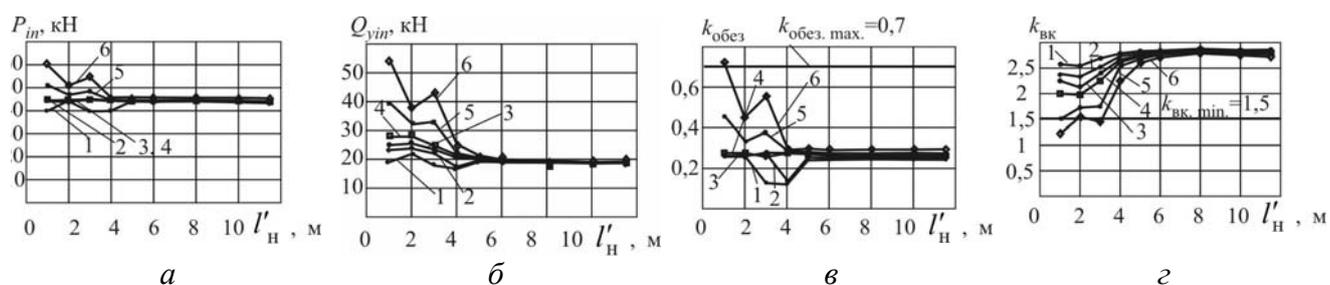


Рис. 6. Зависимости основных показателей динамических процессов от длины поперечных неровностей криволинейного пути

Из приведенных зависимостей видно, что при скорости  $v = 5$  м/с на прямолинейных участках пути и в кривых  $R=30$  м вертикальные неровности длиной  $l_H = 1,0 - 10,0$  м и глубиной  $A_H < 0,015$  м не оказывают существенного влияния на динамические характеристики локомотива и путевой структуры, в то время, как их глубина  $A_H > 0,015$  м способствует значительному ухудшению показателей нагруженности и безопасности движения, в особенности при коротких неровностях  $l_H < 2,0$  м. Более существенное влияние на динамические процессы взаимодействия локомотива и путевой структуры оказывают короткие неровности  $l_H < 2,0$  м и глубиной  $A_H < 0,025$  м.

Значительное влияние на динамические процессы исследуемой транспортной системы оказывают поперечные неровности (см. рис. 5, рис. 6). Наибольшее влияние оказывают короткие ( $l'_H < 5,0$  м) и глубокие ( $A'_H > 0,03$  м) поперечные неровности путевой структуры (скорость движения  $v = 5$  м/с).

Длина неровностей  $l'_H < 5,0$  м соответствует диапазону частот колебаний 1,05...4,8 Гц. При приближении частоты вынужденных колебаний локомотива (диапазон 1,0...5,0 Гц) к частоте его собственных колебаний, вследствие больших инерционных добавок при коротких неровностях  $l'_H < 5,0$  м и влиянии колесных пар из-за их коничности, наблюдается интенсивный рост показателей нагруженности локомотива и увеличение коэффициентов обезгруживания колес, а также снижение коэффициентов вкатывания колес на рельсы до предельных значений.

При коротких поперечных неровностях  $l'_H < 4,0$  м и глубинах  $A'_H > 0,030$  м имеют место нарушения устойчивости движения локомотива, поскольку коэффициенты обезгруживания колес  $k_{обезmax} > 0,07$  и вкатывания колес на рельсы  $k_{вкmin} < 1,5$  превосходят допустимые значения (см рис. 5, з и рис. 6, в, з), особенно в криволинейных участках пути.

На рис. 7 и рис. 8 приведены зависимости величин поперечных сил, действующих на колесную пару локомотива, и коэффициентов устойчивости от сдвига пути ( $k_{сд}$ ) от длины и глубины вертикальных и поперечных неровностей прямолинейного (рис. 7, а, б, в, г) и криволинейного (рис. 8, а, б, в, г) участков пути. При этом 1, 2, 3, 4, 5 – глубина поперечных неровностей 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,030; 0,050 м соответственно (скорость движения  $v = 5$  м/с). Из рисунков видно, что вертикальные неровности в исследуемом диапазоне величин не оказывают существенного влияния на нагруженность на колесные пары локомотива и устойчивость пути от сдвига. Поперечные неровности длиной  $l'_H < 4,0$  м и глубиной  $A'_H > 0,020$  м оказывают существенное влияние на нагруженность колесной пары и устойчивость от сдвига пути. При этом в прямолинейных участках пути поперечные неровности длиной меньше 2,0 м и глубиной 0,050 м, а также в криволинейных участках длиной меньше 4,0 м и глубиной больше 0,030 м создается большая нагруженность на колесные пары в поперечной плоскости и формируется потеря устойчивости от сдвига пути ( $k_{сдmax} > 0,4$ ).

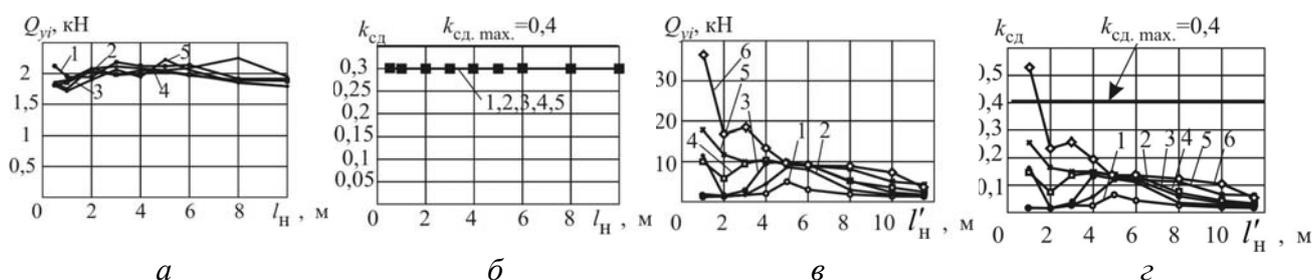


Рис. 7. Зависимости поперечных сил, действующих на колесную пару локомотива, и коэффициента устойчивости от сдвига пути, от длины вертикальных (а, б) и поперечных (в, г) неровностей прямолинейного пути

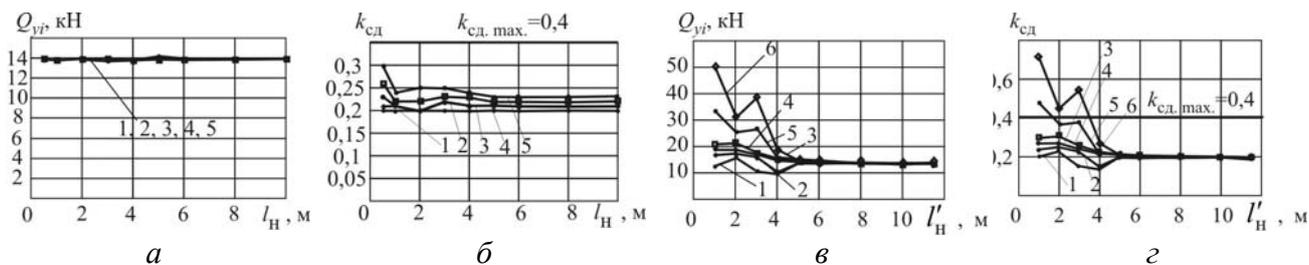


Рис. 8. Зависимости поперечных сил, действующих на колесную пару локомотива, и коэффициента устойчивости от сдвига пути, от длины вертикальных (*а, б*) и поперечных (*в, г*) неровностей криволинейного пути

Динамические показатели локомотива значительно меньше зависят от параметров вертикальных неровностей, чем от параметров горизонтальных – в первую очередь из-за мягкого рессорного подвешивания в вертикальном направлении ( $k_z = 1400$  кН/м) и эффективного гашения колебаний подпрыгивания и галопирования кузова, в отличие от колебаний бокового отхода и виляния кузова и колесных пар, которые затухают значительно медленнее. Кроме этого, периодические колебания бокового отхода и виляния кузова и колесных пар усиливаются периодическими непрерывными колебаниями, обусловленными горизонтальными неровностями пути. В то же время, периодические вертикальные стыковые неровности в меньшей степени оказывают влияние на колебания подпрыгивания и галопирования из-за большой разницы частот собственных и вынужденных колебаний (повторяемость вертикальных стыковых неровностей соответствует длине рельсового звена 12,5 м, а горизонтальные неровности повторяются непрерывно). Иными словами, частота собственных вертикальных колебаний кузова, колесных пар и двигателя (в рассматриваемом случае 2,4; 1,3; 4,8; 4,8 Гц соответственно) значительно отличается от частоты повторения вертикальных стыковых неровностей пути, равной 0,4 Гц.

При наличии поперечных неровностей длиной  $l'_H > 2,0$  м и глубиной  $A'_H \leq 0,30$  м показатели нагруженности и безопасности движения со скоростью  $v \leq 5,0$  м/с находятся в пределах нормы.

На рис. 9 и рис. 10 частично представлены зависимости максимальных значений показателей нагруженности в вертикальном и поперечном направлениях между колесом и рельсом, а также экстремальных значений коэффициентов обезгруживания и устойчивости относительно вкатывания колес на рельсы от скорости движения локомотива для прямолинейных и криволинейных участков с вертикальными ( $l_H = 2,0$  м;  $A_H = 0,01$  м) и поперечными неровностями ( $l'_H = 3,0$  м;  $A'_H = 0,03$  м). Из приведенных графиков видно, что максимальные значения сил взаимодействия колес с рельсами и коэффициента обезгруживания колес ( $k_{обез}$ ) наблюдаются в интервале скоростей 2...6 м/с – как на прямолинейном участке пути, так и в кривой  $R = 30,0$  м, а минимальные значения коэффициентов устойчивости от вкатывания колес на рельсы ( $k_{ск}$ ) отмечены для прямой в интервале  $v = 4...7$  м/с и для кривой при  $v = 2...6$  м/с. При этом на прямолинейном участке пути обеспечивается безопасность движения во всем рассматриваемом диапазоне скоростей.

На прямолинейном участке наименьшее значение максимальных сил, действующих на колесные пары в поперечном направлении  $Q_{ук}$ , и коэффициентов устойчивости от сдвига пути ( $k_{сд}$ ) получены при  $v = 4...5$  м/с. В кривой  $R = 30,0$  м максимальные значения сил  $Q_{ук}$  и коэффициентов ( $k_{сд}$ ) возрастают с увеличением скорости движения в интервале  $v = 2...6$  м/с, что является следствием увеличения непогашенного ускорения  $a_n$ , то есть центробежных сил.

Максимальное значение скорости в кривой с неровностью, при которой сохраняется без-

опасность движения локомотива, составляет примерно 5 м/с. При этой скорости достигаются нормативные значения как коэффициента устойчивости от сдвига пути, так и коэффициента устойчивости от вкатывания колес на рельсы.

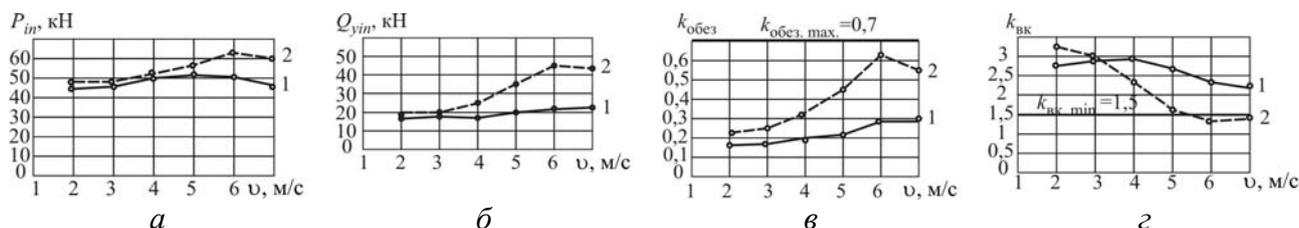


Рис. 9. Зависимости максимальных значений показателей динамических процессов от скорости движения поезда: а, б – соответственно вертикальные и поперечные силы, действующие на колеса; в, з – соответственно значения коэффициентов обезгруживания колес локомотивов и устойчивости от вкатывания колес на рельсы; 1, 2 – соответственно для прямолинейного и криволинейного участков пути



Рис. 10. Зависимости максимальных значений поперечных сил, действующих на колесные пары локомотива и коэффициентов устойчивости от сдвига пути, от скорости движения локомотива

Анализ показателей нагруженности и безопасности движения локомотива при различных значениях ширины колеи ( $\delta_0$ ) для случая его движения со скоростью 5 м/с по прямолинейному и криволинейному участкам пути с неровностями ( $l_n = 2,0$  м,  $A_n = 0,01$  м,  $l'_n = 3,0$  м,  $A'_n = 0,03$  м) показывает, что на криволинейном участке пути ( $R = 30$  м) увеличение зазора в колее ( $\delta_0$ ) приводит к ухудшению показателей как горизонтальной, так и вертикальной динамики. Это объясняется тем, что на криволинейных участках пути с увеличением зазора в колее ( $\delta_0$ ) под действием центробежных сил происходит разгон в поперечном направлении ходовых частей локомотива, что приводит к увеличению сил взаимодействия колес и колесных пар с рельсами, а также к ухудшению показателей безопасности движения.

С увеличением зазора в колее  $\delta_0$  на прямолинейных участках пути возникают необходимые предпосылки для движения локомотива без контакта гребней колес с головками рельсов, что возможно в рассматриваемом случае при малых возмущениях, поскольку, как показано выше, движение локомотива устойчиво.

## Выводы

1. Исследованы динамические процессы взаимодействия двухосных шахтных локомотивов и путевой структуры, имеющей прямолинейные и криволинейные участки с вертикальными и поперечными неровностями.
2. Установлены характерные зависимости изменения показателей нагруженности, устойчивости и безопасности движения шахтных локомотивов от параметров вертикальных и поперечных неровностей рельсовых нитей прямолинейных и криволинейных участков пути.
3. Исследование частот собственных колебаний локомотива и путевой структуры показывает, что движение по прямолинейному и криволинейному участкам ( $R=30$  м) пути в исследуемом диапазоне устойчиво, а вертикальные колебания кузова затухают быстро. Колебания

галопирования двигателя вместе с приводом затухают относительно медленно и имеют большую частоту ( $\nu = 4,8$  Гц).

4. Исследование вынужденных колебаний локомотива, обусловленных периодическими вертикальными и горизонтальными неровностями пути, позволят установить, что при малых значениях длины поперечных неровностей ( $l'_H \leq 4$  м) и больших глубинах ( $A'_H > 0,02$  м) могут возникать значительные нагрузки, действующие на ходовую часть локомотива и элементы пути, которые могут способствовать обезгруживанию колес и сходу колес с рельсов. Поперечные периодические неровности длиной менее  $l'_H < 5,0$  м и глубиной  $A'_H > 0,03$  м создают наиболее благоприятные условия нагруженности, устойчивости и безопасности движения локомотива и воздействия на путевую структуру.

5. Вертикальные неровности длиной  $l_H > 4,0$  м и глубиной  $A_H > 0,02$  м не оказывают существенного влияния на динамические процессы взаимодействия локомотива и путевой структуры в исследуемом диапазоне скоростей.

#### Список литературы

1. Мельников С.А. Обоснование направлений развития колесного транспорта / С.А. Мельников, В.А., В.И. Бережинский, А.И. Самойлов // Уголь Украины. – 2012.–№ 8. –С. 34–37.
2. Будишевский В.А. Обоснование менеджмента качества шахтных локомотивов / В.А. Будишевский, С.А. Мельников // Уголь Украины. – 2005.–№ 4. –С. 15–17.
3. Мельников С.А. Совершенствование действующих и создание новых шахтных локомотивов / С.А. Мельников, В.А. Будишевский, В.И. Бережинский // Уголь Украины. – 2009. –№ 5. –С. 12–15.
4. Дебелый В.Л. Модернизация шахтных локомотивов в целях их надежности и безаварийности / В.Л. Дебелый // Уголь Украины. – 2009.–№ 4. –С. 4–6.
5. Бережинский В.И. Новые разработки для повышения безопасности работ на шахтном транспорте и подъеме // В.И. Бережинский, Бабаков С.В. // Уголь Украины. – 2012.–№ 6. –С. 17–20.
6. Говоруха В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств / В.В. Говоруха: моногр. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.
7. Шахтарь П.С. Рудничные локомотивы / П.С. Шахтарь. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
8. Проців В.В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактї колеса та рейки / В.В. Проців, О.Є. Гончар // Науковій вісник НГУ. – 2010. – № 34. – Т. 2. – С. 160–171.
9. Динамика и прочность шахтных транспортных сосудов / Е. Е. Новиков, Е. Ф. Земляной, В. В. Говоруха и др. – Киев: Наук. думка, 1983. – 152 с.
10. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.