

УДК 622.625.6

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПОДВЕСКУ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

В.О. Гутаревич, В.П. Кондрахин

ГВУЗ "Донецкий национальный технический университет"

Рассмотрены вертикальные колебания пути шахтной подвесной монорельсовой дороги. Разработана математическая модель, учитывающая взаимодействие подвижного состава с подвесным монорельсом, который имеет переменную жесткость вдоль пролета. Установлены способы снижения дополнительных динамических нагрузок, действующих на подвижной состав, монорельс и крепления.

При эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог на верхнюю часть горной выработки передаются, кроме статических сил, периодические силы, амплитуды которых часто достигают значительных значений. Эти переменные силы возбуждают вредные колебания монорельсового пути и вместе с ним колебания всей подвесной монорельсовой дороги. Поэтому при проектировании их параметры необходимо подбирать так, чтобы при действующих возмущениях колебания монорельсового пути происходили в допустимых пределах.

Современными тенденциями развития монорельсового транспорта для угольных шахт является увеличение скорости движения с 1,5 до 4 м/с, а массы единицы подвижного состава – с 32 до 40 т. Это приводит к росту дополнительных динамических нагрузок, действующих на подвижной состав, подвесной монорельс и его соединения.

Динамические колебания железнодорожного транспорта исследованы достаточно глубоко [1-4]. Однако подвесной монорельсовый транспорт имеет существенные отличия [5-7], что не позволяет в полной мере использовать полученные результаты исследований. Для совершенствования монорельсовых дорог необходимо учитывать динамические процессы, протекающие во время ее движения.

Цель работы заключается в снижении дополнительных динамических нагрузок шахтных подвесных монорельсовых дорог за счет обоснования параметров подвижного состава и монорельсового пути.

Для достижения указанной цели решены следующие задачи: разработаны математические модели взаимодействия подвижного состава с подвесным монорельсом; установлены динамические характеристики шахтных подвесных монорельсовых дорог; разработаны реко-

**ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
ПРОМЫШЛЕННЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ**

относительно вертикальной стенки двутавра вертикальные неровности поверхностей качения η_1, η_2 под колесами первой и η_3, η_4 – второй по ходу движения тележек.

Система дифференциальных уравнений колебаний подвесной вагонетки и монорельса может быть представлена как [8]

$$[a]\ddot{\bar{z}} + [b]\dot{\bar{z}} + [c]\bar{z} = [b_\eta]\dot{\bar{\eta}} + [c_\eta]\bar{\eta}, \quad (1)$$

где $[a]$ – матрица, соответствующая действующим в системе приведенным массам и моментам инерции:

$$[a] = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{88} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{99} \end{pmatrix};$$

$$a_{11} = a_{22} = m_k; \quad a_{33} = J_{kx}; \quad a_{44} = J_{ky}; \quad a_{55} = J_{kz}; \quad a_{66} = m_{t1};$$

$$a_{77} = J_{t1y}; \quad a_{88} = m_{t2}; \quad a_{99} = J_{t2y};$$

$[b], [c]$ – матрицы, имеющие одинаковую структуру, соответствующие действующим в системе силам сопротивления и жесткости:

$$[b] = \begin{pmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{16} & 0 & b_{18} & 0 \\ 0 & b_{22} & b_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{32} & b_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} & 0 & b_{46} & 0 & b_{48} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{61} & 0 & 0 & b_{64} & 0 & b_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{77} & 0 & 0 \\ b_{81} & 0 & 0 & b_{84} & 0 & 0 & 0 & b_{88} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{99} \end{pmatrix};$$

$$b_{11} = 4b_{kz}; \quad b_{16} = -2b_{kz}; \quad b_{18} = -2b_{kz}; \quad b_{22} = 4b_{ky}; \quad b_{23} = -4b_{ky}h; \quad b_{32} = -4b_{ky}h;$$

$$b_{33} = 4(b_{kz}b^2 + b_{ky}h^2); \quad b_{44} = 4b_{kz}l_k^2; \quad b_{46} = -2b_{kz}l_k;$$

$$b_{48} = -2b_{kz}l_k; \quad b_{55} = 4b_{ky}l_k^2; \quad b_{61} = -2b_{kz}; \quad b_{64} = 2b_{kz}l_k; \quad b_{66} = 2(2b_{tz} + b_{kz});$$

$$b_{77} = 4b_{tz}l_t^2; \quad b_{81} = -2b_{kz}; \quad b_{84} = -2b_{kz}l_k; \quad b_{88} = 2(2b_{tz} + b_{kz}); \quad b_{99} = 4b_{tz}l_t^2;$$

$[b_\eta]$, $[c_\eta]$ – матрицы, полученные в результате преобразования вектора внешнего возмущения:

$$[b_\eta] = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \bar{b}_{61} & \bar{b}_{62} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{b}_{71} & \bar{b}_{72} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{b}_{83} & \bar{b}_{84} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\bar{b}_{93} & \bar{b}_{94} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\bar{b}_{61} = \bar{b}_{62} = \bar{b}_{83} = \bar{b}_{84} = 2b_{mz}; \quad \bar{b}_{71} = \bar{b}_{72} = \bar{b}_{93} = \bar{b}_{94} = 2b_{mz}l_m;$$

$[\eta^T]$ – матрица вектора внешнего возмущения

$$\eta^T = \{\eta_1; \eta_2; \eta_3; \eta_4; 0; 0; 0; 0; 0\}.$$

Матрицы $[c]$ имеют аналогичный вид, как у матриц $[b]$, но только с учетом значений соответствующих коэффициентов сопротивления, где вместо коэффициентов b_{ij} принимается c_{ij} .

На основании (1) система уравнений, описывающих колебания системы в скалярной форме может быть представлена

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{z}_k + b_{11}\dot{z}_k + b_{16}\dot{z}_{t1} + b_{18}\dot{z}_{t2} + c_{11}z_k + c_{16}z_{t1} + c_{18}z_{t2} = 0; \\ a_{22}\ddot{y}_k + b_{22}\dot{y}_k + b_{23}\dot{\theta}_k + c_{22}y_k + c_{23}\theta_k = 0; \\ a_{33}\ddot{\theta}_k + b_{32}\dot{y}_k + b_{33}\dot{\theta}_k + c_{32}y_k + c_{33}\theta_k = 0; \\ a_{44}\ddot{\phi}_k + b_{44}\dot{\phi}_k + b_{46}\dot{z}_{t1} + b_{48}\dot{z}_{t2} + c_{44}\phi_k + c_{46}z_{t1} + c_{48}z_{t2} = 0; \\ a_{55}\ddot{\psi}_k + b_{55}\dot{\psi}_k + c_{55}\psi_k = 0; \\ a_{66}\ddot{z}_{t1} + b_{61}\dot{z}_k + b_{64}\dot{\phi}_k + b_{66}\dot{z}_{t1} + c_{61}z_k + c_{64}\phi_k + c_{66}z_{t1} = \\ = \bar{b}_{61}\dot{\eta}_1 + \bar{b}_{62}\dot{\eta}_2 + \bar{c}_{61}\eta_1 + \bar{c}_{62}\eta_2; \\ a_{77}\ddot{\phi}_{t1} + b_{77}\dot{\phi}_{t1} + c_{77}\phi_{t1} = -\bar{b}_{71}\dot{\eta}_1 + \bar{b}_{72}\dot{\eta}_2 - \bar{c}_{71}\eta_1 + \bar{c}_{72}\eta_2; \\ a_{88}\ddot{z}_{t2} + b_{81}\dot{z}_k + b_{84}\dot{\phi}_k + b_{88}\dot{z}_{t2} + c_{81}z_k + c_{84}\phi_k + c_{88}z_{t2} = \\ = \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \bar{c}_{83}\eta_3 + \bar{c}_{84}\eta_4; \\ a_{99}\ddot{\phi}_{t2} + b_{99}\dot{\phi}_{t1} + c_{99}\phi_{t2} = -\bar{b}_{93}\dot{\eta}_3 + \bar{b}_{94}\dot{\eta}_4 - \bar{c}_{93}\eta_3 + \bar{c}_{94}\eta_4. \end{cases} \quad (2)$$

Монорельс, имеющий подвеску в месте стыков, может быть аппроксимирован

$$\eta(t) = \frac{1}{2}\eta_0(|\sin \omega_\tau t + \delta_m| + |\sin \omega_\tau t - \delta_m| - 2\delta_m) + \eta_m|\sin \omega_\tau t|,$$

где η_0 – наибольший прогиб монорельса между стыками; ω_τ – частота возмущения от неровностей монорельса с длиной волны L_τ , равная $\omega_\tau = 2\pi V_n / L_\tau$; V_n – скорость движения монорельсовой дороги; δ_m – длина стыка монорельса; η_m – высота неровности стыка, образуемых соседними отрезками монорельса.

Обычно для подвешенного монорельса длина неровности волны соответствует длине отрезка монорельса L . Если принять, что $\eta_1 = \eta(t)$, то имеем

$$\eta_2 = \eta_1 \sin \omega_\tau \left(t - \frac{2l_t}{V_n} \right); \quad \eta_3 = \eta_1 \sin \omega_\tau \left(t - \frac{2l_k}{V_n} \right); \quad \eta_4 = \eta_1 \sin \omega_\tau \left(t - \frac{2(l_t + l_k)}{V_n} \right).$$

Во время движения тележек вдоль пролета монорельсового пути его коэффициент жесткости периодически изменяется. Ближе к стыку этот коэффициент определяется упругими свойствами подвески, а между стыками – изгибной жесткостью балки, из которой она изготовлена.

С учетом этого, изменение коэффициента жесткости c_t по длине пролета монорельса может быть представлено

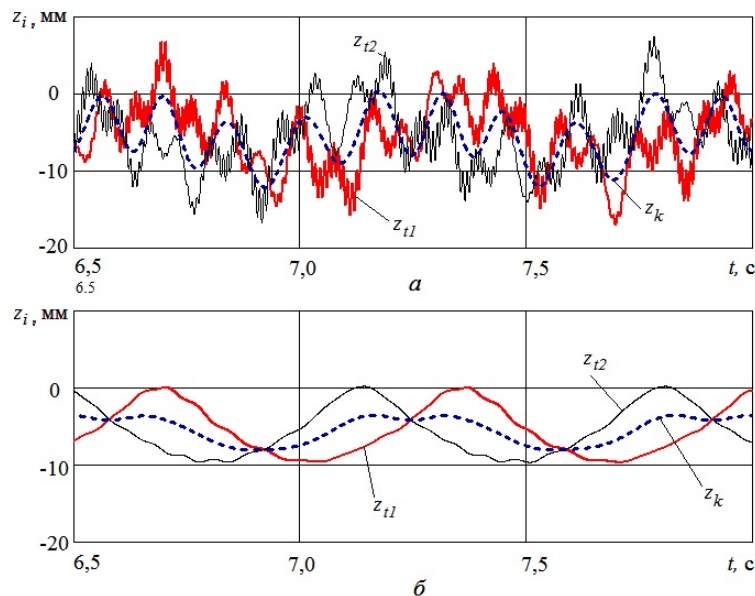
$$c_t = c_m \left(1 - \frac{1}{2} k_{m1} (|\sin \omega_\tau t + \delta_m| + |\sin \omega_\tau t - \delta_m| - 2\delta_m) - k_{m2} |\sin \omega_\tau t| \right),$$

где c_m – коэффициент жесткости подвески монорельсового пути; k_{m1} – коэффициент, учитывающий снижение жесткости монорельса между подвесками; k_{m2} – коэффициент, учитывающий изменение жесткости монорельса в зоне стыка.

Решение системы (2) с учетом периодических возмущений и изменения жесткости монорельса получено с помощью метода Рунге-Кутты. Зависимости вертикальных колебаний кузова z_k , первой z_{t1} и второй z_{t2} по ходу движения тележек приведены на рис. 2.

На рис. 3 показаны углы поворота кузова φ_k , первой φ_{t1} и второй φ_{t2} тележек. Из графиков видны признаки наложения на колебания низкой частоты с большой амплитудой колебаний высокой частоты с малыми амплитудами. Анализ показывает, что высокочастотные гармоники колебаний являются следствием наложения колебаний тележек относительно монорельсового пути на колебания кузова. Полученные решения показывают, что после переходного процесса уста-

навливаются колебания постоянной амплитуды с частотой возмущения.



**Рис. 2. Линейные колебания кузова и тележек
(при $m_k = 40 \text{ т}$, $m_t = 1 \text{ т}$) в вертикальной плоскости:**

а – без демпфирования; *б* – для подвески монорельса при $b_m = 5 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$

Анализ проведенных исследований показывает, что увеличение коэффициентов b_m тележек и кузова приводит к снижению амплитуд колебаний. Однако их влияние неравнозначно. Проведенный анализ показывает, что для шахтных подвесных монорельсовых дорог снижение амплитуд колебаний тележек и кузова целесообразно производить за счет изменения параметров монорельса. Это может быть реализовано с помощью подвесного демпфирующего устройства (рис. 4), разработанного на кафедре горнозаводского транспорта и логистики Донецкого национального технического университета. Указанное устройство позволяет изменять жесткость стыков путем введения участка изгиба монорельса длиной A и за счет использования энергопоглощающего материала.

Как показали стендовые испытания, проведенные в лабораторных условиях ДонНТУ, подвесное устройство позволяет снизить непосредственную динамическую нагрузку, обеспечивает более равномерную передачу усилий на двух и трехопорную подвеску монорельса. Это приводит к сокращению эксплуатационных расходов и увеличению срока службы монорельсового пути, а также повышению устойчивости горной выработки, в которой осуществляется эксплуатация шахтной подвесной монорельсовой дороги.

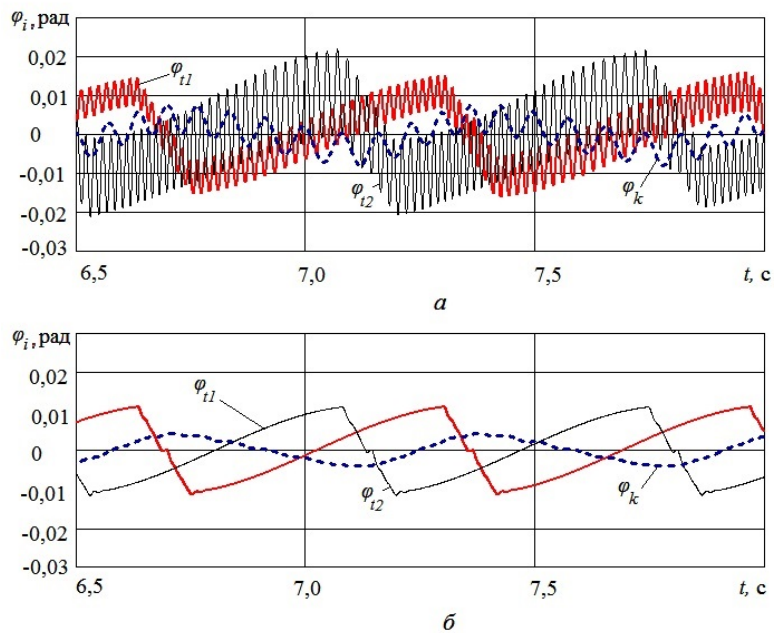


Рис. 3. Угловые колебания кузова и тележек в вертикальной плоскости (при $m_k=40$ т, $m_t=1$ т):
a – без демпфирования; *б* – для подвески монорельса при $b_m=5$ кН·с/м

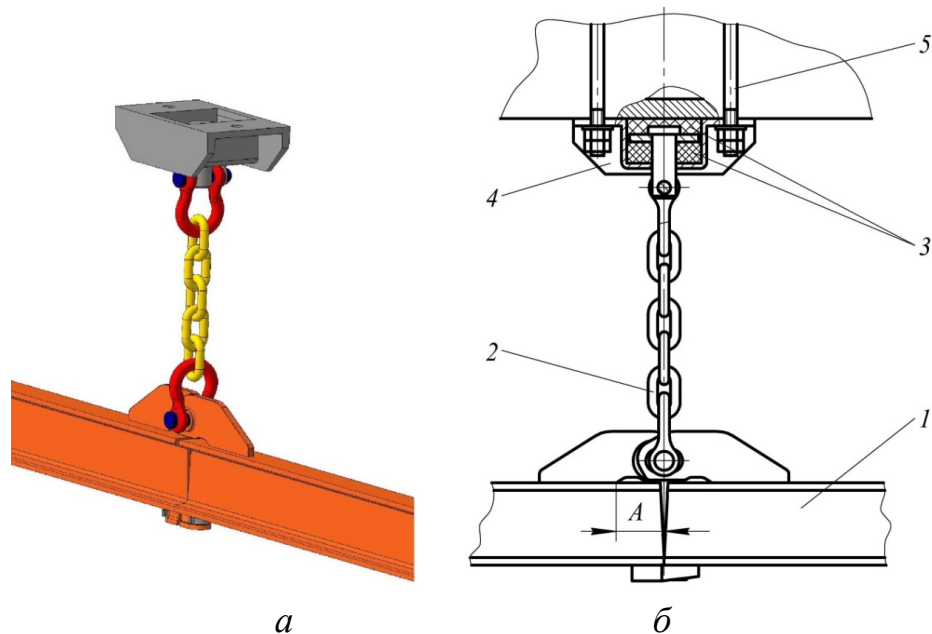


Рис. 4. Устройство подвески монорельсового пути:
a – общий вид; *б* – схема подвески; *1* – стык монорельса;
2 – круглозвенная цепь подвески; *3* – энергопоглощающий материал;
4 – захват; *5* – хомут арочной крепи горной выработки

На основании проведенных исследований получены зависимости, устанавливающие взаимосвязь между параметрами подвески моно-

рельсового пути и подвижного состава. Разработана математическая модель движения подвижного состава, учитывающая периодические возмущения от неровностей монорельса и изменения жесткости вдоль пролета пути. Показано, что варьируя значениями коэффициента демпфирования подвески монорельсового пути, целесообразно влиять на амплитуды колебаний тележек и кузова. Предложено применение подвесного демпфирующего устройства, которое позволяет улучшить демпфирующие свойства монорельса и снижает дополнительные динамические нагрузки, возникающие во время движения шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Библиографический список

1. Динамика вагона / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов; под ред. С.В. Вершинский. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
2. Говоруха В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств. – Д.: Лира, 2006. – 448 с.
3. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол и др.; под ред. В.Ф. Ушкалов. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
4. О формировании кинематических и динамических параметров выходных звеньев шахтных транспортных средств в переходном режиме движения / В.В. Процив, К.А. Зиборов, С.А. Федоряченко // Науковий вісник НГУ. – 2013. – №4. – С. 64-70.
5. Расцветаев В.А. Дополнительные нагрузки от действия подвесных монорельсовых дорог на арочное крепление выработок в условиях шахт Западного Донбасса // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, 2014.– Вип.117. – С. 53-59.
6. О возможности эксплуатации монорельсовых дорог в Российской Федерации / Р.Ю. Лагегев, Е.С. Немчинова, О.С. Немчинова // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2013. – №11(82). – С.205-211.
7. Рельсовые транспортные средства для сложных горно-геологических условий / А.М. Авдеев, А.В. Большунов, Г.В. Соколова // Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов: сб. науч. статей. – Новокузнецк: Сиб. гос. индустр. ун-т, 2013. - С. 51-55.
8. Гутаревич В.О. Динамика шахтных подвесных монорельсовых дорог: монография. – Донецк: ЛАНДОН-XXI, 2014. – 206 с.