Исследование режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках

Гутаревич В. О.^{1*}, Игнаткина Е. Л.¹

¹ Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

*e-mail: viktor.gutarevich@mail.ru

Реферат

Введение. В настоящее время шахтные подвесные монорельсовые дороги находят все большее применение в угольных шахтах для перевозки вспомогательных грузов и людей. По сравнению с наземным транспортом монорельсовый имеет существенные отличия, что не позволяет в полной мере использовать ранее полученные результаты исследований режимов торможения.

Цель работы – установление закономерностей протекания процессов, возникающих во время режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках.

Методология. Для обоснования параметров и разработки конструкций тормозных и сцепных устройств шахтной подвесной монорельсовой дороги разработана математическая модель движения подвижного состава по монорельсу с учетом зазоров в сцепках.

Результаты. Выявлены зависимости, описывающие процесс режима торможения подвижного состава на монорельсе и выполнен анализ параметров движения для разных значений коэффициентов жесткости, демпфирования и зазоров в сцепках. Установлено, что зазоры в сцепках подвижного состава оказывают влияние на значение амплитуд продольных колебаний ходовых тележек и подвесных единиц.

Выводы. Разработана математическая модель движения подвижного состава с учетом зазоров в сцепках, позволяющая моделировать режим торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Ключевые слова: математическая модель; подвесная монорельсовая дорога; режим торможения; подвижной состав; сцепное устройство; коэффициент жесткости; коэффициент демпфирования.

Введение. Исследование динамики шахтных подвесных монорельсовых дорог как одного из перспективных видов вспомогательного транспорта горных предприятий является актуальной задачей. Математическое моделирование движения их подвижного состава позволяет обоснованно устанавливать параметры устройств, обеспечивающих эффективное торможение подвижного состава, следовательно и безопасную эксплуатацию монорельсового транспорта в подземных условиях.

Исследованию режима торможения и процессов, протекающих во время остановки подвижного состава железных дорог, посвящен ряд работ. В статье [1] изложена методика исследования «жесткой» математической модели, описывающей взаимодействие колеса локомотива и рельса с учетом гипотезы Ф. Картера. В работе [2] представлен анализ вибраций рельсового пути при различных расстояниях воздействия на него динамической нагрузки. Устойчивость динамических систем с трением исследована в работе [3]. Проблемы продольной динамики грузовых поездов и моделирование режима регулировочного торможения поезда рассмотрены в статьях [4–6].

Вопросам изучения динамики шахтных подвесных монорельсовых дорог посвящены работы [7, 8]. Исследования [9] направлены на оценку безопасности и надежности подвесной монорельсовой транспортной системы.

В работе [10] приведена математическая модель торможения подвижного состава с учетом его упруго-демпфирующих связей и колебаний перевозимого груза. При моделировании было установлено, что жесткостные и массовые параметры элементов подвижного состава существенно влияют на усилия в сцепках, возникающие при торможении, что оказывает влияние на колебания элементов подвесной монорельсовой дороги. Однако в этой модели не были учтены зазоры, существующие в сцепках между подвижными единицами, что не мешало достигнуть поставленных задач.

Рис. 1. Схема шахтной подвесной монорельсовой дороги:

a – подвижной состав; b – сцепное устройство; 1 – монорельсовый путь; 2 – ходовая тележка; 3 – тяговая тележка; 4 – тормозная тележка; 5 – перевозимый груз

Fig. 1. Scheme of mining suspended monorail:

a – rolling stock; b – coupling; 1 – monorail road; 2 – driving units; 3 – tracks; 4 – braking trolleys; 5 – cargo

Как показали исследования [11, 12], имеющиеся зазоры в сцепках между отдельными единицами подвижного состава в значительной степени влияют на характер и значение продольных динамических нагрузок, действующих во время переходных режимов. Однако указанные исследования относятся к рельсовому транспорту и не учитывают особенности работы шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Из анализа опубликованных научных работ следует, что режим торможения работы шахтных подвесных монорельсовых дорог, в отличие от установившегося, является малоизученным и для обоснованного выбора параметров тормозных устройств необходимо провести исследования математической модели торможения подвижного состава с учетом зазоров в сцепках, соединяющих его подвесные единицы.

Цель статьи заключается в установлении закономерностей процессов, возникающих во время режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках.

Методология проведения исследований. На рис. 1, a представлена расчетная схема подвесной монорельсовой дороги как системы жестких тел, связанных между собой упруго-демпфирующими связями. Согласно этой схеме во время торможения возможны отклонения подвески груза на углы ψ_4 , ψ_6 и ψ_8 , которые возникают под действием сил инерции подвижного состава. Упрощенная схема сцепки, учитывающая зазор δ , показана на рис. 1, b .

Система дифференциальных уравнений движения во время торможения подвижного состава с учетом его упруго-демпфирующих связей, колебаний перевозимого груза и зазоров в сцепках будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{x}_1 + T_{q1}(t) + c_{12}(x_1 - x_2 + \delta) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{12}(x_1 - x_2 + \delta) - b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{23}(x_2 - x_3 + \delta) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + F_q(t) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_{23}(x_2 - x_3 + \delta) - b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_{35}(x_3 - x_5 + \delta) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + \\ + m_4 g / h_c (x_3 - x_4 + \delta) = 0; \\ \ddot{x}_4 - g / h_c (x_3 - x_4 + \delta) = 0; \\ m_5 \ddot{x}_5 - c_{35}(x_3 - x_5 + \delta) - b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + c_{57}(x_5 - x_7 + \delta) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7) + \\ + m_6 g / h_c (x_5 - x_6 + \delta) = 0; \\ \ddot{x}_6 - g / h_c (x_5 - x_6 + \delta) = 0; \\ m_7 \ddot{x}_7 - c_{57}(x_5 - x_7 + \delta) - b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7) + c_{79}(x_7 - x_9 + \delta) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9) + \\ + m_8 g / h_c (x_7 - x_8 + \delta) = 0; \\ \ddot{x}_8 - g / h_c (x_7 - x_8 + \delta) = 0; \\ m_9 \ddot{x}_9 - c_{79}(x_7 - x_9 + \delta) - b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9) + c_{910}(x_9 - x_{10} + \delta) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10}) + F_q(t) = 0; \\ m_{10} \ddot{x}_{10} - c_{910}(x_9 - x_{10} + \delta) - b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10}) + T_{q10}(t) = 0, \end{array} \right.$$

где m_1, m_{10} – приведенные массы тормозных тележек; m_3, m_5, m_7 – массы ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки; m_4, m_6, m_8 – приведенные массы подвесных элементов подвижного состава с учетом приведенной массы груза; m_2, m_9 – приведенные массы тяговых тележек (устройств); $x_1, x_2, \dots, x_{10}$ – координаты перемещения центров тяжести указанных масс; h_c – расстояние между центрами тяжести тележек и перевозимых грузов; $c_{c12}, c_{c23}, c_{c35}, c_{c57}, c_{c79}$ и c_{c910} – коэффициенты жесткости сцепок для стыкуемых между собой тележек; $b_{c12}, b_{c23}, b_{c35}, b_{c57}, b_{c79}$ и b_{c910} – коэффициенты демпфирования сцепок соответственно; $F_q(t), T_{q1}(t)$ и $T_{q10}(t)$ – тормозные силы, создаваемые тяговыми и тормозными тележками соответственно; g – ускорение силы тяжести.

При составлении математической модели не учитываются возмущения от подвесного монорельсового пути, а также силы сопротивления движению подвижного состава. Кроме того, считается, что сила торможения изменяется по следующей зависимости:

$$T_{qi}(t) = T_{qi} \frac{t}{\sqrt{t^2 + q^2}},$$

где q – коэффициент, учитывающий время нарастания силы торможения, развиваемой тормозной тележкой, зависящий от постоянной времени тормозной системы.

Отличие указанной математической модели торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги от известных заключается в том, что учитывает наличие зазоров в сцепках подвижного состава.

В процессе эксплуатации шахтной подвесной монорельсовой дороги значения указанных зазоров могут изменяться и составлять от 0,1 до 5 мм. В общем случае

этот параметр определяется конструкцией сцепок и зависит от степени изношенности элементов их соединений.

Результаты. Решение системы дифференциальных уравнений получено с помощью метода Рунге–Кутты. Исходные данные для моделирования приведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для моделирования режима торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги

Table 1. Initial data for modeling the braking mode of a mine suspended monorail

Параметр	Обозначение	Значение
Масса, т	m_1, m_{10}	0,2
	m_2, m_9	4,0
	m_3, m_5, m_7	2,0
	m_4, m_6, m_8	8,0
Тормозная сила, кН	$F_q(t), T_{q1}(t), T_{q10}(t)$	60,0
Коэффициент жесткости сцепки, кН/м	$c_{c12}, c_{c23}, c_{c35}, c_{c57}, c_{c79}, c_{c910}$	1000,0
Коэффициент демпфирования сцепки, кН · с/м	$b_{c12}, b_{c23}, b_{c35}, b_{c57}, b_{c79}, b_{c910}$	5,0
Расстояние между центрами масс тележек и перевозимых грузов, м	h_c	1,0

При моделировании процесса торможения начальная скорость движения подвижного состава принималась равной 3,5 м/с, зазор в сцепках – 5 мм, коэффициент, учитывающий время нарастания силы торможения – 0,01.

Рис. 2. Фазовые диаграммы колебаний масс подвижного состава:

а – для масс m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 ; б – для масс $m_6, m_7, m_8, m_9, m_{10}$

Fig. 2. Phase diagrams of rolling stock mass fluctuations:

а – for masses $m_1; m_2; m_3; m_4; m_5$; б – for masses $m_6; m_7; m_8; m_9; m_{10}$

На рис. 2 представлены фазовые диаграммы колебаний, характеризующие изменение скорости движения единиц подвижного состава V_i в зависимости от изменения их координат x_i , что позволяет определить величину тормозного пути, а также характер снижения скорости движения. На этом рисунке кривая 1 соответствует фазовой траектории массы m_1 , кривая 2 – m_2 . Остальные кривые обозначены в соответствии с индексом масс $m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_9$ и m_{10} .

Из фазовых диаграмм видна неравномерность движения единиц подвижного состава, которая особенно проявляется в последние моменты его остановки.

Общий тормозной путь шахтной подвесной монорельсовой дороги составляет не более 1,9 м. При этом фазовые траектории масс m_4 , m_6 и m_8 практически совпадают, поэтому для дальнейшего анализа к вниманию принималась только масса m_4 .

Графики изменения координат в зависимости от времени торможения подвижного состава приведены на рис. 3. На этом рисунке *кривая 1* соответствует массе m_1 , *кривая 2* – m_2 , а остальные – аналогично для соответствующих масс. Указанные кривые получены для параметров существующих современных шахтных подвесных монорельсовых дорог, значения которых сведены в табл. 1.

Рис. 3. Графики изменения координат в зависимости от времени торможения подвижного состава:

1 соответствует массам m_1 и m_{10} ; 2 – m_2 , m_9 ; 3 – m_3 , m_5 , m_7 ; 4 – m_4

Fig. 3. Graphs of changes in coordinates depending on the braking time of the rolling stock: curve 1 corresponds to the masses m_1 and m_{10} ; 2 – m_2 , m_9 ; 3 – m_3 , m_5 , m_7 ; 4 – m_4

Из рис. 3 видно, что во время торможения отдельные единицы подвижного состава за равные промежутки времени t имеют различные смещения x_i . При этом возникают колебательные процессы, которые протекают и после остановки тормозной тележки. Прежде всего это объясняется действием инерционных сил движущихся масс, влиянием упругости и зазоров в сцепках, а также боковым раскачиванием подвешенного к ходовым тележкам груза, представленного массами m_4 , m_6 и m_8 .

При моделировании процесса торможения установлено, что с увеличением зазоров в сцепках подвижного состава амплитуды колебаний ходовых тележек и подвесных единиц повышаются. Расчеты показывают, что при $\delta = 5$ мм значение наибольшей амплитуды раскачивания перевозимого груза ψ_4 составляет 0,72 рад, а при $\delta = 50$ мм – 0,80 рад. В этом случае разница между указанными значениями амплитуд составляет практически 10 %.

В качестве примера на рис. 4 показаны графики изменения скорости подвижного состава во время его торможения, которые построены с помощью представленной выше математической модели. При этом использовались значения входящих в нее параметров, указанные в табл. 1.

Результаты, приведенные на рис. 4, соответствуют режиму торможения задней по ходу движения тележки. Из этого рисунка видно, что после остановки подвижного состава продолжают периодические затухающие колебания ходовых тележек и перевозимого груза. Как показывают расчеты, для полной остановки подвижных единиц требуется не менее 6 с. Для сокращения указанного времени

следует увеличивать коэффициент жесткости сцепок, коэффициент их демпфирования, а также необходимо уменьшать расстояние между центрами тяжести тележек и перевозимых грузов.

Рис. 4. Графики изменения скорости подвижного состава во время торможения:

1 соответствует массам m_1 и m_{10} ; 2 – m_2 , m_9 ; 3 – m_3 , m_5 и m_7 ; 4 – m_4

Fig. 4. Graphs of changes in the speed of the rolling stock during braking, where curve:

1 corresponds to the masses m_1 and m_{10} ; 2 – m_2 , m_9 ; 3 – m_3 , m_5 and m_7 ; 4 – m_4

Выводы. Разработана математическая модель торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках подвижного состава. Модель может быть использована для обоснования параметров тормозных систем и режимов торможения монорельсового транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нехаев В. А., Николаев В. А. Некоторые математические аспекты исследования «жесткой» динамической модели, описывающей взаимодействие колеса и рельса // Известия Транссиба. 2015. № 4(24). С. 45–56.
2. Радковский С. А., Трунаев А. М., Пойманов В. Д. Моделирование колебаний железнодорожного рельса при воздействии на него подвижной вертикальной динамической нагрузки // Сборник научных трудов ДОНИЖТ. 2016. № 43. С. 4–9.
3. Guran A., Pfeiffer F., Popp K. Dynamics with friction: modeling, analysis and experiment. Part II. Series on stability. Vibration and control of systems // World Scientific Connecting Great Minds. URL: <https://doi.org/10.1142/4720> (дата обращения: 18.03.2020).
4. Varazhun I., Shimanovsky A., Zavarotny A. Determination of longitudinal forces in the cars automatic couplers at train electrodynamic braking // Procedia Engineering. 2016. Vol. 134. P. 415–421.
5. Пудовиков О. Е., Муров С. А. Моделирование режима регулируемого торможения длинносоставного поезда // Мир транспорта. 2015. Т. 13. № 2(57). С. 28–33.
6. Сенько В. И., Галай Е. Э. Оптимизация регулировочной характеристики автоматического регулятора режимов торможения вагона // Механика машин, механизмов и материалов. 2015. № 4(33). С. 14–19.
7. Gutarevich V. Dynamic processes during monorail locomotive rocking and their impact on draw gear characteristics // Transport Problems. 2011. Vol. 6. Iss. 2. P. 43–51.
8. Gutarevich V. Research of regularities of suspended mine monorail motion // Mechanical Testing and Diagnosis. 2014. Vol. 1(IV). P. 12–17.
9. Bao Y., Li Y., Ding J. Case study of dynamic response analysis and safety assessment for a suspended monorail system // International Journal of Environmental Research and Public Health. 2016. T. 13. No. 11. P. 1121.
10. Игнаткина Е. Л. Исследование процесса торможения шахтных подвесных монорельсовых дорог для обеспечения безопасности эксплуатации // Проблемы недропользования: сб. науч. тр. Междунар. форума-конкурса молодых ученых, 18–20 апреля 2018 г. Ч. II. СПб: СПбГУ, 2018. С. 58–61.
11. Шимановский А. О., Сахаров П. А. Влияние зазоров в автосцепных устройствах на продольные силы в междвагонных соединениях однородного поезда // Механика машин, механизмов и материалов. 2019. № 2(47). С. 42–50.
12. Поляков Н. С., Новиков Е. Е. Динамика шахтного рельсового транспорта. Киев: Наукова думка, 1973. 200 с.

Сведения об авторах:

Гутаревич Виктор Олегович — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры транспортных систем и логистики Донецкого национального технического университета. E-mail: viktor.gutarevich@mail.ru

Игнаткина Евгения Леонидовна — аспирант кафедры транспортных систем и логистики Донецкого национального технического университета. E-mail: sel_post@mail.ru

DOI: 10.21440/0536-1028-2020-5-108-115

Study of the braking regime of rolling stock mining suspended monorail taking into account clearances in the coupling

Viktor O. Gutarevich¹, Evgenia L. Ignatkina¹

¹ Donetsk National Technical University, Donetsk.

Abstract

Introduction. Currently, mine suspended monorails are becoming more common in coal mines for auxiliary cargo and people transportation. Compared to ground transport, monorail has significant differences, which does not allow to fully use the previously obtained results of braking modes studies.

Research aims to establish regularities in the processes that occur during the mine suspended monorail road rolling stock braking mode, taking into account clearances in the couplings.

Methodology. To substantiate the parameters and designs of brake and coupling devices of a mine suspended monorail, a mathematical model of rolling stock movement along the monorail has been developed.

Results. Dependencies are established that describe the process of rolling stock braking on a monorail. Motion parameters for different values of stiffness, damping and clearances in the couplers are analyzed. It is established that the gaps in rolling stock coupling influence the value of undercarriage and suspension units longitudinal vibrations amplitudes.

Conclusions. A mathematical model of rolling stock movement is developed with allowance for clearances in the coupling making it possible to simulate mine suspended monorail braking mode.

Key words: mathematical model; suspended monorail; braking mode; rolling stock; coupling unit; stiffness coefficient, damping coefficient.

REFERENCES

1. Nekhaev V. A., Nikolaev V. A. Some mathematical aspects of research «rigid» dynamic model, describing the interaction between wheel and rail. *Izvestiya Transsiba = Journal of Transsib Railway Studies*. 2015; 4 (24): 45–56. (In Russ.)
2. Radkovskii S. A., Trunaev A. M., Poimanov V. D. Modeling of railway rail vibrations when exposed to a movable vertical dynamic load. *Sbornik nauchnykh trudov DONIZhT = Collection of scientific works of DRTI*. 2016; 43: 4–9. (In Russ.)
3. Guran A., Pfeiffer F. & Popp K. Dynamics with Friction: Modeling, Analysis and Experiment. Part II. Series on Stability, Vibration and Control of Systems, Series B: Vol. 7. 2001. *World Scientific Connecting Great Minds*. Available from: <https://doi.org/10.1142/4720> [Accessed 18th March 2020].
4. Varazhun I., Shimanovsky A. & Zavarotny A. Determination of Longitudinal Forces in the Cars Automatic Couplers at Train Electrodynamical Braking. *Procedia Engineering*. 2016; 134: 415–421.
5. Pudovikov O. E., Murov S. A. Simulation of regulating braking mode of long train. *Mir transporta = World of Transport and Transportation*. 2015; 13; 2(57): 28–33. (In Russ.)
6. Senko V. I., Galai E. E. Optimization of the control characteristics of automatic regulator of cargo regimes of waggon braking. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov = Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2015; 4(33): 14–19. (In Russ.)
7. Gutarevich V. Dynamic Processes During Monorail Locomotive Rocking and their Impact on Draw Gear Characteristics. *Transport Problems*. 2011; 6; 2: 43–50.
8. Gutarevych V. Research of Regularities of Suspended Mine Monorail Motion. *Mechanical Testing and Diagnosis*. 2014; 1(IV): 12–17.
9. Bao Y., Li Y., Ding J. A Case Study of Dynamic Response Analysis and Safety Assessment for a Suspended Monorail System. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2016; 13(11): 1121.
10. Ignatkina E. L. Investigation of the braking process of mine suspended monorails to ensure operational safety. In: *The Problems of Subsoil Use: Proc. of International Forum-Competition for Young Scientists, April 18–20, 2018*. Pt. 2. St. Petersburg: St. Petersburg Mining University, 2018. p. 58–61. (In Russ.)
11. Shimanovskii A. O., Sakharov P. A. Effect of clearances in automatic couplers on longitudinal forces in inter-car joints of a homogeneous train. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov = Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2019; 2(47): 42–50. (In Russ.)
12. Polyakov N. S., Novikov E. E. *Dynamics of mine rail transport*. Kiev: Naukova Dumka Publishing; 1973. (In Russ.)

Received 14 April 2020

Information about authors:

Viktor O. Gutarevich – DSc (Engineering), Associate Professor, professor of the Department of Transports Systems and Logistics, Donetsk National Technical University. E-mail: viktor.gutarevich@mail.ru

Evgenia L. Ignatkina – PhD student of the Department of Transports Systems and Logistics, Donetsk National Technical University. E-mail: sel_post@mail.ru

Для цитирования: Гутаревич В. О., Игнаткина Е. Л. Исследование режима торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 5. С. 108–115. DOI: 10.21440/0536-1028-2020-5-108-115

For citation: Gutarevich V. O., Ignatkina E. L. Study of the braking regime of rolling stock mining suspended monorail taking into account clearances in the coupling. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2020; 5: 108–115 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2020-5-108-115