

Гутаревич Виктор Олегович^{1,*}, доктор техн. наук, доцент, Игнаткина Евгения Леонидовна², соискатель

¹Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Донецкий национальный технический университет», 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58

²Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Камчатский государственный технический университет», 683003, г. Петропавловск-Камчатский, ул. Ключевская, 35

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

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В СЦЕПКАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

Аннотация: Рассмотрены проблемы торможения шахтных подвесных монорельсовых дорог. Установлены возникающие во время торможения колебательные процессы, которые приводят к появлению динамических нагрузок, воздействующих на сцепки подвижного состава, монорельс, его подвеску, а следовательно, крепь горной выработки. При этом амплитуды колебаний динамических нагрузок во время торможения могут существенно превышать усилия, возникающие в устранившемся режиме движения. На основании этого снижение указанных нагрузок является актуальной задачей. Цель статьи заключается в разработке рекомендаций для снижения динамических нагрузок, формирующихся во время торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги. Исследована математическая модель торможения подвижного состава, которая учитывает зазоры в сцепках. Выявлены зависимости, описывающие процесс торможения подвижного состава на подвесном монорельсе и выполнен анализ параметров движения. По результатам проведенного анализа предложены подходы к совершенствованию тормозных тележек шахтных подвесных монорельсовых дорог и обоснована целесообразность применения распределенной по длине подвижного состава тормозной системы, что позволит повысить безопасность эксплуатации монорельсового транспорта.

Ключевые слова: монорельсовый путь, подвижной состав, подвесная монорельсовая дорога, колебательный процесс, динамическая нагрузка.

Информация о статье: принята 12 декабря 2020 г.
DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-33-38

Введение

Современной тенденцией развития логистики шахтного транспорта является более широкое применение монорельсового транспорта, который позволяет без лишних перевалок перевозить вспомогательные грузы по горным разветвленным выработкам с наклоном пути до 25°. Использование этого вида транспорта в подземных условиях позволяет существенно сократить время доставки, особенно крупногабаритных грузов, что особенно важно при монтаже механизированных очистных комплексов. Поскольку монорельсовый путь подвешивается к анкерной или арочной крепи горной выработки, то возникающие во время движения подвижного состава нагрузки передаются на кровлю, что снижает ее устойчивость.

В процессе остановки подвижного состава возникают тормозные и инерционные силы, направленные вдоль монорельса и формирующие продольные колебания подвесной монорельсовой дороги (МД). Возникающие колебательные процессы приводят к появлению динамических нагрузок, которые воздействуют на сцепки подвижного состава, монорельс, его подвеску, а следовательно, крепь горной

выработки. Амплитуды колебаний динамических нагрузок могут существенно превышать действующие усилия, возникающие в устранившемся режиме движения МД, поэтому их снижение является актуальной задачей.

Анализ последних публикаций по теме исследований. Опыт создания и построения семейства секционных шахтных локомотивов приведен в статьях [1; 2]. Авторами предложены принципы построения семейства шахтных локомотивов с учетом закономерностей между их конструктивными параметрами и тягово-тормозными характеристиками. В работе [3] установлены зависимости между геометрическими, силовыми и температурными параметрами для определения рационального их сочетания. Исследования [4-6] посвящены разработке научных основ создания тормозных систем шахтного рельсового транспорта.

В работе [7] приведены результаты исследований безопасности эксплуатации шахтных подвесных дизелевозов и дано допустимое с позиций безопасности максимальное замедление во время торможения МД. В статьях [8-9] рассмотрены направ

ления повышения эффективности работы на моно-рельсовом транспорте за счет рационального размещения груза. Исследования [10-11] позволили найти взаимосвязь между износом приводных колес и технико-технологическими показателями работы шахтных подвесных монорельсовых локомотивов.

Результаты экспериментального определения тормозного усилия, реализуемого на стенде в лабораторных условиях, приведены в работе [12]. Установлены зависимости силы трения тормозных колодок с фрикционным диском от времени, а также изменения тормозного усилия от скорости скольжения. Исследования [13] направлены на обеспечение необходимого уровня безопасности при увеличении допустимой скорости движения подвижного состава и замедления во время торможения МД.

В статье [14] представлена математическая модель движения подвижного состава, установлен критерий оптимальности управления, составлен гамильтониан системы, получена сопряженная система уравнений и ее решение. Выявлено, что во время пуска и торможения подвижного состава возникают дополнительные динамические нагрузки, которые через подвеску монорельсового пути передаются на крепь горной выработки.

В работе [15] разработана математическая модель процесса торможения подвижного состава МД. Приведены рациональные значения параметров тормозных устройств, исследовано влияние зазоров в сцепках подвижного состава на значение амплитуд продольных колебаний ходовых тележек. Установлены зависимости, описывающие процесс режима торможения подвижного состава на монорельсе и выполнен анализ параметров движения для разных значений коэффициентов жесткости, демпфирования и зазоров в сцепках. Настоящая работа является продолжением указанных исследований.

Цель статьи заключается в разработке рекомендаций для снижения динамических нагрузок, формирующихся во время торможения подвижного состава МД.

Введем следующие обозначения: m_1, m_{10} – приведенные массы тормозных тележек; m_2, m_9 – приведенные массы тяговых тележек (устройств); 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; x_1, x_2, \dots, x_{10} – координаты перемещения центров тяжести указанных масс; $c_{c12}, c_{c23}, c_{c35}, c_{c57}, c_{c79}$ 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; ψ_4, ψ_6 и ψ_8 – углы отклонения подвесных элементов подвижного состава от вертикали. Здесь и далее индексы параметров соответствуют индексам масс составных элементов МД.

Упрощенная расчетная схема движения подвижного состава МД показана на рис. 1, где обозначено: 1 – монорельсовый путь; 2 – ходовая тележка; 3 – сцепка; 4 – тяговая тележка; 5 – тормозная тележка; 6 – перевозимый груз.

На основании [15] математическая модель торможения подвижного состава МД представлена в следующем виде:

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

где h_c – расстояние между центрами тяжести тележек и перевозимых грузов по вертикали; $F_q(t), T_{q1}(t)$ и $T_{q10}(t)$ – тормозные силы, создаваемые тяговыми и тормозными тележками соответственно; δ – зазор в соединениях сцепок подвижного состава; g – ускорение свободного падения.

При составлении математической модели воспользовались следующими допущениями: монорельсовый путь считали жестко закрепленным и расположенным горизонтально; скорость движения подвижного состава перед началом торможения установившейся; силами сопротивления движению и моментами инерции вращающихся частей подвижного состава пренебрегали. Коэффициенты демпфирования полагали пропорциональными скорости колебаний.

Результаты работы

При исследовании процесса торможения подвижного состава использовались следующие исходные данные. Массы m_1, m_{10} принимались равными между собой и составляли 0,2 т; аналогично массы $m_2, m_9 - 4,0$ т; $m_3, m_5, m_7 - 2,0$; $m_4, m_6, m_8 - 8,0$ т. Тормозная сила, развиваемая каждой тормозной тележкой или тяговым устройством, составляла 100,0 кН. Коэффициенты жесткости сцепок $c_{c12}, c_{c23}, c_{c35}, c_{c57}, c_{c79}, c_{c910} - 1600,0$ кН/м, а коэффициенты демпфирования сцепки $b_{c12}, b_{c23}, b_{c35}, b_{c57}, b_{c79}, b_{c910} - 5,0$ кН·с/м. Расстояние между центрами масс тележек и перевозимых грузов $h_c = 1,0$ м, зазор в сцепках $\delta = 5$ мм.

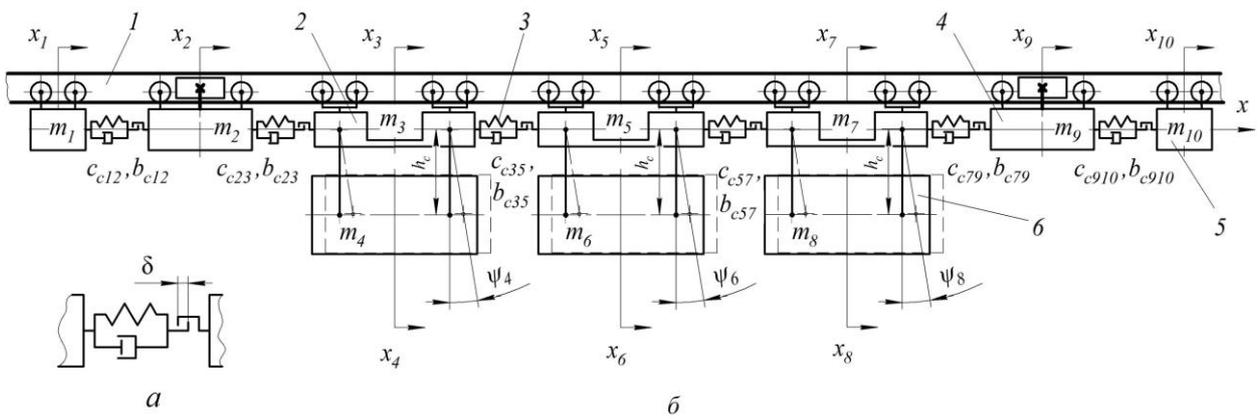


Рис. 1. Схема шахтной подвесной монорельсовой дороги: а – сцепка; б – подвижной состав
 Fig. 1. Scheme of mining suspended monorail: а – coupling; б – rolling stock

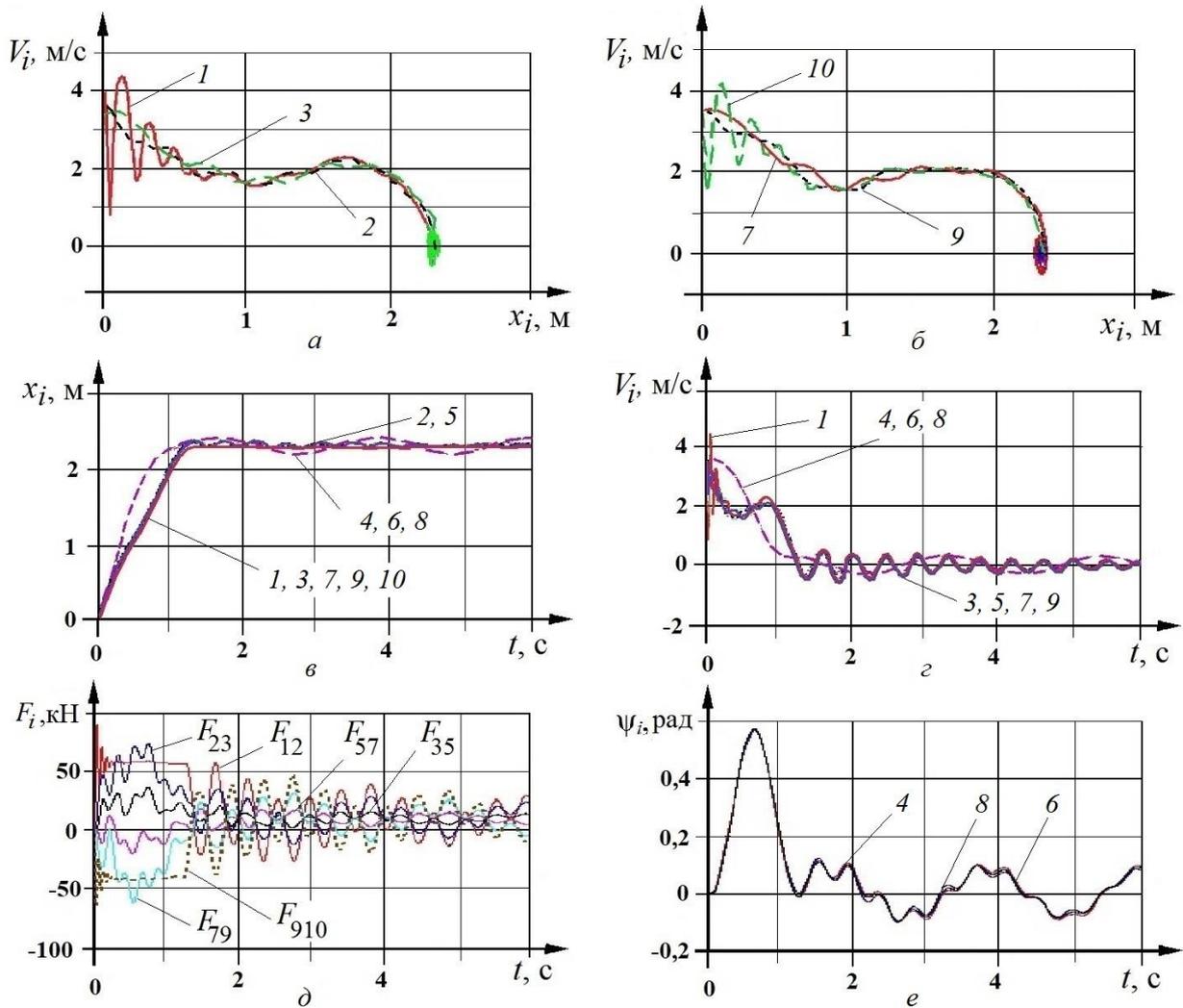


Рис. 2. Зависимости: а, б – фазовые диаграммы; в – $x_i = f(t)$; з – $V_i = f(t)$; д – $F_i = f(t)$; е – $\psi_i = f(t)$
 для масс $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_9$ и m_{10}
 Fig. 2. Dependences: а, б – phase diagrams; в – $x_i = f(t)$; з – $V_i = f(t)$; д – $F_i = f(t)$; е – $\psi_i = f(t)$
 for mass $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8, m_9$ и m_{10}

Результаты численного моделирования и графическое решение системы уравнений, иллюстрирующее изменение параметров движения для случая, когда торможение подвижного состава осуществляется одновременно передней и задней тормозными тележками, показано на рис. 2.

На рис. 2,а и рис. 2,б приведены фазовые диаграммы, характеризующие изменение скорости движения от пройденного пути масс m_1, m_2, m_3 , а также m_7, m_8, m_{10} . Зависимости изменения координат и скорости движения во времени показаны на рис. 2,в и рис. 2,з. Отсюда видны две группы траекторий.

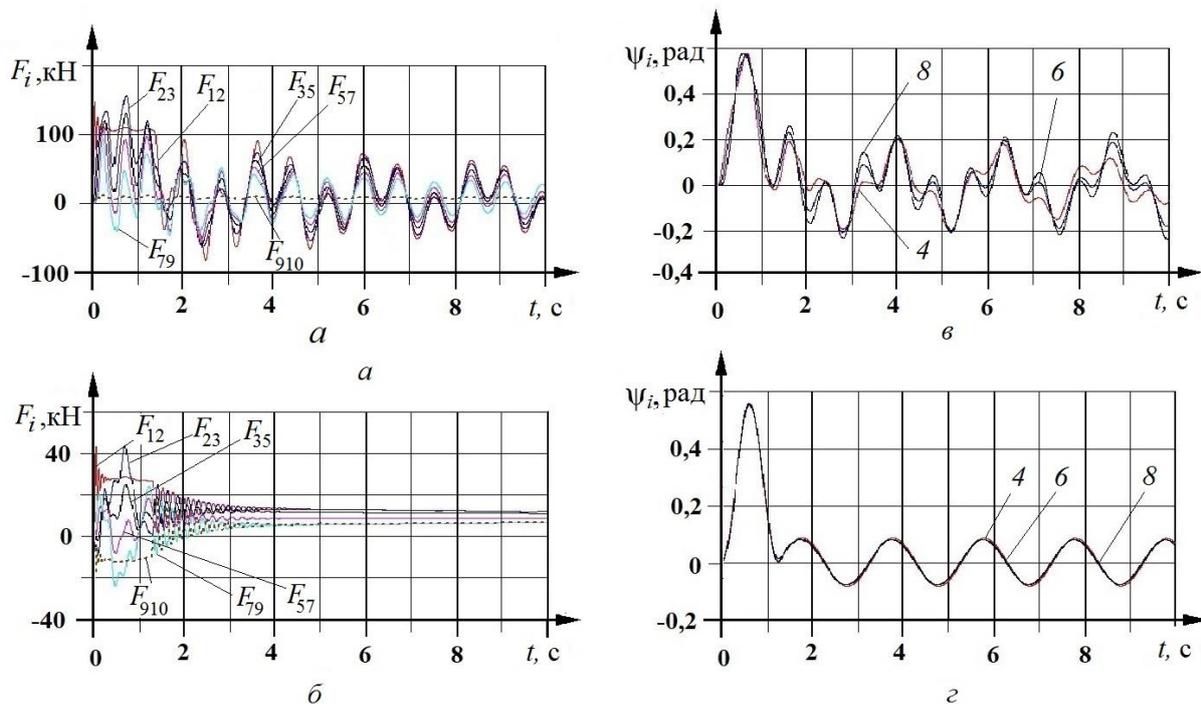


Рис. 3. Зависимости: а, в – $F_i = f(t)$; б, з – $\psi_i = f(t)$

Fig. 3. Dependences: а, в – $F_i = f(t)$; б, з – $\psi_i = f(t)$

Одну группу составляют траектории масс $m_1, m_2, m_3, m_5, m_7, m_9$ и m_{10} , а другую – траектории масс m_4, m_6 и m_8 .

Зависимости усилий в сцепках F_i от времени приведены на рис. 2, д, а на рис. 2, е приведены зависимости изменения углов ψ_4, ψ_6 и ψ_8 во время торможения подвижного состава. Из этих рисунков следует, что наибольшее усилие в сцепках подвижного состава формируется за первые 1...1,5 секунды. Максимальное значение усилия $F_{12} = 90$ кН возникает в сцепке между первой тормозной тележкой (масса m_1) и тяговым устройством (масса m_2). При этом усилие F_{910} , которое формируется в сцепке между второй тормозной тележкой (масса m_{10}) и тяговым устройством (масса m_9), не превышает значение F_{12} и составляет 70 кН.

Из рис. 2, е видно, что амплитуды колебаний ψ_4, ψ_6 и ψ_8 в начальный момент времени торможения достигают 0,57 рад и в дальнейшем не превышают 0,1 рад. При этом траектории движения масс m_4, m_6 и m_8 практически совпадают за весь период торможения подвижного состава.

Результаты исследований при торможении только передней тележкой, когда $T_1 = 100$ кН, показаны на рис. 3, а. Аналогичные результаты получены для случая, когда торможение происходит только одной задней тележкой. При усилии торможения $T_{10} = 100$ кН фазовые диаграммы и кривые $x_i = f(t)$ и $V_i = f(t)$ имеют одинаковый характер изменений.

Во время торможения подвижного состава тремя тележками, когда $T_1 = 35$ кН, $T_5 = 35$ кН и $T_{10} = 35$ кН, фазовые диаграммы и зависимости изменения координат во времени показывают более равномерное движение всех подвижных единиц МД. Однако увеличивается разница между усилиями в сцепках. При

этом усилия F_{35} и F_{57} на протяжении всего процесса торможения составляют не более 75 кН, F_{12} и F_{910} не превышают 25 кН, а F_{23} и F_{79} – 40 кН. В этом случае амплитуды колебаний ψ_4, ψ_6 и ψ_8 значительно уменьшаются и не превышают 0,05 рад.

На рис. 3, б показаны результаты исследований при торможении всеми тележками, кроме тяговых, а именно первой, третьей, пятой, седьмой и десятой. При этом тормозные усилия T_1, T_3, T_5, T_7 и T_{10} равны между собой. Суммарное усилие прижатия составляет 100 кН.

Для случая, когда торможение подвижного состава осуществляется пятью тележками, тормозной путь остался неизменным, но на всех графиках можно наблюдать снижение вибраций. Максимальное значение усилий, возникающих в сцепках, достигает 43 кН в самом начале процесса торможения с последующим снижением значений до 17 кН. Углы отклонения подвесных единиц в этом случае синхронны и в течение первого полупериода колебания достигают 0,55 рад, однако последующие отклонения не превышают 0,1 рад.

Выводы

Таким образом, с точки зрения снижения динамических нагрузок на крепь наиболее предпочтительным вариантом является размещение тормозных механизмов на пяти подвижных единицах.

Наиболее неблагоприятный вариант – торможение только передней или только задней тележкой. Вариант торможения тремя тележками также является нежелательным.

Исходя из проведенных исследований, для снижения динамических усилий в сцепках целесооб-

разно выполнять распределенную тормозную систему вдоль всего подвижного состава и тормозные устройства располагать на каждой ходовой тележке. Кроме того, указанное конструктивное исполнение позволит исключить самопроизвольное скатывание отдельных подвижных единиц на наклонных участках монорельсового пути, что позволит повысить безопасность эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зиборов К.А., Процив В.В., Шляхов Э.М. Опыт создания и построения семейства секционных шахтных локомотивов // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2014. №13. С.69-76.
2. Процив В.В. Моделирование торможения шахтного поезда рельсовыми тормозами. – Д.: Национальный горный университет, 2011. – 180 с.
3. Салов В.А., Сердюк В.А. Создание секционного рельсового тормоза шахтного локомотива // ГИАБ. 2002. №8. С. 219-220.
4. Таран И.А., Ильчаков А.В. Разработка научных основ создания тормозных систем шахтного рельсового транспорта // ГИАБ. 2002. №8. С. 220-221.
5. Сердюк А.А., Мона А.Г. Торможение шахтного локомотива дисковым тормозом с многосекторным диском // ГИАБ. 2004. №4. С. 241-246.
6. Коптовец А.Н., Шибалов С.Ф., Новицкий А.В. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов // Горная электромеханика и автоматика. 2004. Вып. 203. С. 56-61.
7. Поляков Ю.И., Мерзляков П.Е. Теория проявления опасности (ТПО): допустимая норма замедления шахтного подвесного дизелевоза // Вестник Научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2008. №1. С. 69-73.

8. Буялич Г.Д., Тарасов В. М., Тарасова Н. И. Повышение эффективности работ на монорельсовом транспорте // Горный инженер. 2013. № 1. С.202-207.

9. Тарасов В. М., Буялич Г. Д., Ефлов А. Е., Тарасов Д. В., Тарасова Н. И. Повышение эффективности работы монорельсового транспорта за счет рационального размещения груза // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2016. №4. С. 89-101.

10. Ульянов В.В. Взаимосвязь износа приводных колес с конструктивными и технико-технологическими показателями работы шахтных подвесных монорельсовых локомотивов типа DLZ // Уголь. 2016. № 9. С. 36-37.

11. Ульянов В.В., Ремезов А.В. Определение зависимости сил сопротивления движению монорельсовых дизелевозов от массы транспортируемых секций и углов наклона трассы // Уголь. 2016. № 10. С. 31-33.

12. Szewerda K., Tokarczyk J., Pytlik A. Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. Vol.261(1). P.012052.

13. Herbus K., Szewerda K., Swider J. Virtual prototyping of the suspended monorail in the aspect of increasing the permissible travel speed in hard coal mines // Maintenance and Reliability. 2020. Vol.22(No.4).P. 610-619.

14. Гутаревич В.О., Игнаткина Е.Л. Обоснование оптимального режима пуска и торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги // ГИАБ. 2016. №9. С. 29-36

15. 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.

Viktor O. Gutarevich^{1,*}, Dr. Sc.(Engineering), Associate Professor, **Evgenia L. Ignatkina²**, doctoral candidate

¹Donetsk National Technical University, 283001, Donetsk, Artema Str., 58

² Kamchatka State Technical University, 683003, Petropavlovsk-Kamchatskiy, Klyuchevskaya Str., 35

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

REDUCTION OF DYNAMIC LOADS IN THE ROLLING STOCK COUPLINGS OF MINE SUSPENDED MONORAIL ROADS OCCURRING DURING BRAKIN

Abstract: The article considers problems of braking of mine suspension monorail roads. Have been established oscillatory processes occurring during braking, which lead to the appearance of dynamic loads affecting the coupling of rolling stock, monorail, its suspension, and, consequently, the support of the mine. In this case, amplitudes of vibrations of dynamic loads during braking can significantly exceed the forces arising in eliminated mode of motion. Based on this, reduction of these loads is an urgent task. The purpose of the article is to develop

recommendations for reducing dynamic loads generated during the braking of the rolling stock of a mine suspension monorail. A mathematical model of rolling stock braking is investigated, which considers the clearances in the couplings. Dependences are revealed that describe the braking process of rolling stock on suspended monorail and analysis of motion parameters for different values of coupling stiffness and damping coefficients, as well as the gaps in the couplings arising in the joints, is carried out. Based on results of analysis, approaches are proposed to improve brake carts of mine suspended monorail roads and expediency of using a brake system distributed along the length of the rolling stock is justified, which will increase safety of monorail transport operation.

Keywords: monorail, rolling stock, suspended monorail, oscillatory process, dynamic load.

Article info: received December 12, 2020

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-33-38

REFERENCES

1. Зиборов К.А., Процив В.В., Шляхов Э.М. Опыт создания и построения семейства секционных шахтных локомотивов // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2014. №13. С.69-76.

2. Процив В.В. Моделирование торможения шахтного поезда рельсовыми тормозами. – Д.: Национальный горный университет, 2011. – 180 с.

3. Салов В.А., Сердюк В.А. Создание секционного рельсового тормоза шахтного локомотива // ГИАБ. 2002. №8. С. 219-220.

4. Таран И.А., Ильчаков А.В. Разработка научных основ создания тормозных систем шахтного рельсового транспорта // ГИАБ. 2002. №8. С. 220-221.

5. Сердюк А.А., Мона А.Г. Торможение шахтного локомотива дисковым тормозом с многосекторным диском // ГИАБ. 2004. №4. С. 241-246.

6. Коптовец А.Н., Шибалов С.Ф., Новицкий А.В. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов // Горная электромеханика и автоматика. 2004. Вып. 203. С. 56-61.

7. Поляков Ю.И., Мерзляков П.Е. Теория проявления опасности (ТПО): допустимая норма замедления шахтного подвешного дизелевоза // Вестник Научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2008. №1. С. 69-73.

8. Буялич Г.Д., Тарасов В. М., Тарасова Н. И. Повышение эффективности работ на монорельсовом транспорте // Горный инженер. 2013. № 1. С.202-207.

9. Тарасов В. М., Буялич Г. Д., Ефлов А. Е., Тарасов Д. В., Тарасова Н. И. Повышение эффективности работы монорельсового транспорта за счет рационального размещения груза // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2016. №4. С. 89-101.

10. Ульянов В.В. Взаимосвязь износа приводных колес с конструктивными и технико-технологическими показателями работы шахтных подвешных монорельсовых локомотивов типа DLZ // Уголь. 2016. № 9. С. 36-37.

11. Ульянов В.В., Ремезов А.В. Определение зависимости сил сопротивления движению монорельсовых дизелевозов от массы транспортируемых секций и углов наклона трассы // Уголь. 2016. № 10. С. 31-33.

12. Szewerda K., Tokarczyk J., Pytlik A. Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. Vol.261(1). P.012052.

13. Herbus K., Szewerda K., Swider J. Virtual prototyping of the suspended monorail in the aspect of increasing the permissible travel speed in hard coal mines // Maintenance and Reliability. 2020. Vol.22(No.4).P. 610-619.

14. Гутаревич В.О., Игнаткина Е.Л. Обоснование оптимального режима пуска и торможения шахтной подвешной монорельсовой дороги // ГИАБ. 2016. №9. С. 29-36

15. Гутаревич В.О., Игнаткина Е.Л. Исследование режима торможения подвижного состава шахтной подвешной монорельсовой дороги с учетом зазоров в сцепках // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 5. С. 108-115..

Библиографическое описание статьи

Гутаревич В.О., Игнаткина Е.Л. Снижение динамических нагрузок в сцепках подвижного состава шахтных подвешных монорельсовых дорог // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 1 (153). – С. 33-38.

Reference to article

Gutarevich V.O., Ignatkina E.L Reduction of dynamic loads in the rolling stock couplings of mine suspended monorail roads occurring during braking. Mining Equipment and Electromechanics, 2021, no.1 (153), pp. 33-38.