

УДК 622.625.6

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ
МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ**

Е.Л. Игнаткина

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

Разработана математическая модель процесса торможения подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги. Приведены рациональные значения параметров тормозных устройств.

Ключевые слова: монорельсовая дорога, математическая модель, подвижной состав, тормозное устройство.

Mathematical model of the process braking the rolling stock of a suspended monorail road is developed. Rational values parameters of braking devices are given.

Key words: monorail, mathematical model, rolling stock, braking device.

Эксплуатация шахтных подвесных монорельсовых дорог (ШПМД) во многом связана с изменением режимов работы. Возникающие во время торможения подвижного состава продольные силы неизбежно приводят к продольным колебаниям ШПМД. При этом появляются динамические нагрузки, воспринимаемые сцепками подвижного состава.

Проблемы, возникающие при торможении поезда железнодорожного транспорта, исследованы достаточно глубоко. Однако конструктивные различия между монорельсовым транспортом и железнодорожным [1-3] не позволяет использовать полученные ранее теоретические результаты. Неумолимый рост скорости движения и массы грузовой единицы требует создания транспортных средств, обладающих повышенной тяговой способностью, а следовательно эффективным торможением ШПМД [4-5].

Важнейшим процессом для каждого управляемого технического объекта является регулирование скорости и тормозного усилия во время движения подвижного состава, а также обеспечение тормозного усилия для стоянки каждой его единицы [6, 7]. При этом важно исследовать не только процессы торможения подвижного состава, но

и колебания самого монорельсового пути, который деформируется от воздействия формирующихся во время эксплуатации ШПМД подвижных нагрузок.

Для установления рациональных параметров ШПМД важным является исследование динамики функционирования тормозных устройств методами математического моделирования. Этим объясняется актуальность работы.

Цель работы состоит в разработке математической модели торможения подвижного состава, что позволяет за счет обоснования параметров и совершенствования тормозных устройств повысить эффективность безопасность эксплуатации монорельсового транспорта.

Рассмотрим расчетную схему процесса торможения подвижного состава ШПМД (рис. 1) как динамическую систему твердых тел, соединенных между собой упруго-диссипативными связями. Поскольку моменты инерции вращающихся колес ходовых и тяговых тележек малы, то их влияние не учитываем. Считаем, что зазоры в соединениях подвижного состава отсутствуют, а упругие силы, действующие в сцепках, пропорциональны их деформации.

На расчетной схеме (рис. 1) приняты следующие обозначения: $c_{c12}, c_{c23}, c_{c35}, c_{c57}, c_{c79}, c_{c910}$ – коэффициенты жесткости сцепок, стыкуемых между собой тележек, соответственно; $b_{c12}, b_{c23}, b_{c35}, b_{c57}, b_{c79}, b_{c910}$ – коэффициенты вязкого трения сцепок, стыкуемых между собой тележек, соответственно; m_1, m_{10} – приведенные массы тормозных тележек; m_4, m_6, m_8 – массы ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки; m_3, m_5, m_7 – приведенные массы подвесных элементов подвижного состава с учетом приведенной массы груза; m_2, m_9 – приведенные массы тяговых тележек (устройств); h_c – расстояние между центрами тяжести приведенных масс тележек и перевозимых грузов; ψ – угол отклонения подвесок перевозимого груза от вертикали, возникающий во время торможения подвижного состава.

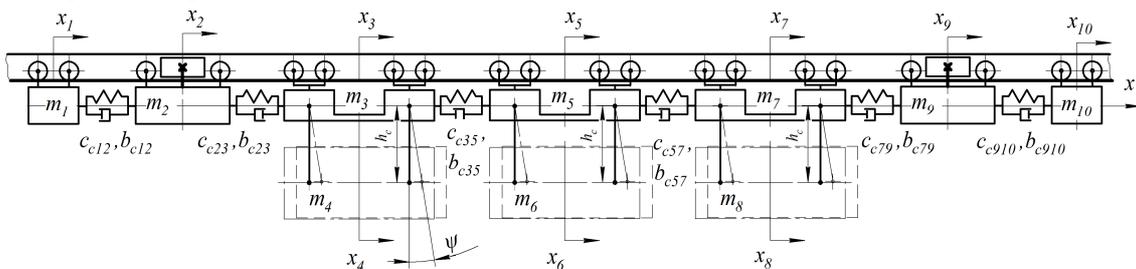


Рисунок 1 – Расчетная схема процесса торможения подвижного состава ШПМД

Система дифференциальных уравнений торможения подвижного состава с учетом его упруго-демпфирующих связей, сил сопротивления движению тележек, а также колебаний перевозимого груза будет:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{x}_1 + T_1 + c_{12}(x_1 - x_2) + b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + gm_1 \omega' \text{sing} \dot{x}_1 = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{12}(x_1 - x_2) - b_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{23}(x_2 - x_3) + b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \\ + T_2 + gm_2 \omega' \text{sing} \dot{x}_2 = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_{23}(x_2 - x_3) - b_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_{35}(x_3 - x_5) + b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + \\ + T_3 + g[m_4/h_c(x_3 - x_4) + m_3 \omega' \text{sing} \dot{x}_3] = 0; \\ \ddot{x}_4 - g/h_c(x_3 - x_4) = 0; \\ m_5 \ddot{x}_5 - c_{35}(x_3 - x_5) - b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + c_{57}(x_5 - x_7) + b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7) + \\ + T_5 + g[m_6/h_c(x_5 - x_6) + m_5 \omega' \text{sing} \dot{x}_5] = 0; \\ \ddot{x}_6 - g/h_c(x_5 - x_6) = 0; \\ m_7 \ddot{x}_7 - c_{57}(x_5 - x_7) - b_{57}(\dot{x}_5 - \dot{x}_7) + c_{79}(x_7 - x_9) + b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9) + \\ + T_7 + g[m_8/h_c(x_7 - x_8) + m_7 \omega' \text{sing} \dot{x}_7] = 0; \\ \ddot{x}_8 - g/h_c(x_7 - x_8) = 0; \\ m_9 \ddot{x}_9 - c_{79}(x_7 - x_9) - b_{79}(\dot{x}_7 - \dot{x}_9) + c_{910}(x_9 - x_{10}) + b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10}) + \\ + T_9 + gm_9 \omega' \text{sing} \dot{x}_9 = 0; \\ m_{10} \ddot{x}_{10} - c_{910}(x_9 - x_{10}) - b_{910}(\dot{x}_9 - \dot{x}_{10}) + T_{10} + gm_{10} \omega' \text{sing} \dot{x}_{10} = 0, \end{array} \right.$$

где x_1, x_2, \dots, x_{10} – продольные перемещения соответствующих приведенных масс подвижного состава ШПМД; ω' – коэффициент сопротивления движению тележек по монорельсовому пути; T_1, T_{10} – усилие тормозных тележек; T_2, T_9 – тормозное усилие, реализуемое тяговыми тормозными тележками; T_3, T_5, T_7 – дополнительные усилия, создаваемые тормозным устройством ходовых тележек.

Решение этой системы дифференциальных уравнений получено с использованием метода Рунге-Кутты. Расчеты выполнялись для параметров подвижного состава и сцепок, характерных для современных ШПМД. При этом коэффициент жесткости всех сцепок принимался равным 800 кН/м; коэффициент вязкого трения сцепок – 10 кН·с/м; начальная скорость движения подвижного состава – 3,5 м/с; массы $m_1 = m_{10} = 0,2$ т; $m_2 = m_9 = 4,0$ т; $m_3 = m_5 = m_7 = 2,0$ т; $m_4 = m_6 = m_8 = 8,0$ т, а длина подвеса $h_c = 1$ м.

Результаты графического решения системы дифференциальных уравнений представлены рис. 2. Здесь продольные динамические

силы, которые возникают в результате деформации сцепок, определялись согласно следующим зависимостям:

$$F_{12}(t) = c_{12}(x_2 - x_1) + b_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1); \quad F_{24}(t) = c_{c24}(x_4 - x_2) + b_{c24}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2);$$

$$F_{46}(t) = c_{46}(x_6 - x_4) + b_{35}(\dot{x}_6 - \dot{x}_4); \quad F_{68}(t) = c_{68}(x_8 - x_6) + b_{68}(\dot{x}_8 - \dot{x}_6);$$

$$F_{79}(t) = c_{79}(x_9 - x_7) + b_{79}(\dot{x}_9 - \dot{x}_7); \quad F_{910}(t) = c_{910}(x_{10} - x_9) + b_{910}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_9).$$

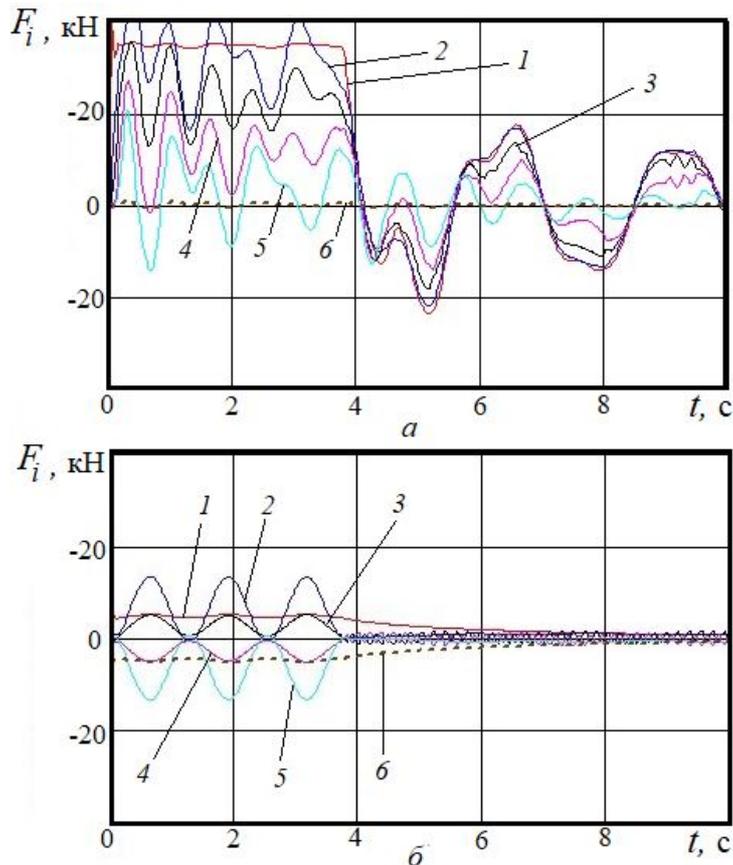


Рисунок 2 – Графические зависимости динамических усилий в сцепках от времени:

1 – $F_{12}(t)$; 2 – $F_{24}(t)$; 3 – $F_{46}(t)$; 4 – $F_{68}(t)$; 5 – $F_{79}(t)$; 6 – $F_{910}(t)$

При обозначении функций продольных сил присвоены индексы масс, соединенных между собой сцепками.

Зависимости, приведенные на рис. 2 а, получены при $T_1 = 35$ кН. Отсюда видно, что динамические усилия в сцепках F_i изменяются в диапазоне от 0 до 40 кН. При этом после остановки подвижного состава (при $t \geq 4$ с) наблюдаются затухающие колебательные процессы с максимальными усилиями F_i до 8 кН. Эти колебания обусловлены упругими деформациями сцепок, а также продольным

раскачиванием подвесных масс m_4, m_6 и m_8 относительно монорельсового пути.

На рис. 2 б показаны зависимости изменения усилий в сцепках подвижного состава, полученные при тормозных усилиях $T_1, T_2, T_3 \dots T_{10} = 5$ кН. Поскольку в этом случае тормозные усилия распределены равномерно, то наибольшие усилия в сцепках принимают значения в 2,6 раза меньше, чем при $T_1 = 35$ кН. Это обстоятельство может быть использовано для модернизации современных ШПМД.

Проведенные исследования показали, что изменяя значения коэффициентов жесткости и вязкого трения, возможно влиять на усилия возникающие в сцепках в момент торможения подвижного состава. В результате установлено, что для снижения динамических усилий в сцепках необходимо иметь их коэффициент жесткости не менее 8000 кН/м, а коэффициент вязкого трения - 50 кН·с/м.

Выводы. В результате выполненных исследований: – разработана математическая модель торможения подвижного состава с учетом его упруго-демпфирующих связей и колебаний перевозимого груза; – обоснована целесообразность применения системы с тормозными тележками, распределенными вдоль всего подвижного состава; – установлены параметры сцепок, при которых возможно снижать динамические усилия, возникающие в процессе торможения подвижного состава ШПМД.

Список литературы

1. Петренко О.С. Подвесные рельсовые дороги / О.С. Петренко. – Москва: Машиностроение, 1981. – 272 с.
2. Гутаревич В.О. Динамика шахтных подвесных монорельсовых дорог / В.О. Гутаревич. – Донецк: ЛАНДОН-XXI, 2014. – 205 с.
3. Игнаткина Е.Л. Динамические характеристики подвесного пути шахтной монорельсовой дороги // Е.Л. Игнаткина // Вестник ДонНТУ. – 2016. – №6(6). – С. 3-6.
4. Баус-Нойфанг Б. Подвесные и напочвенные дизель-гидравлические локомотивы для перемонтажей механизированных комплексов «тяжелого» класса / Б. Баус-Нойфанг, Д.В. Великанов, Ю. Русинек // Уголь. – 2011. – № 2. – С. 9-21.
5. Becker F. Modernisierung der Logistikkette im polnischen Verbundbergwerk «Borynia-Zofiówka» durch leistungsstarke Transportmittel und ein integriertes Steuerungs- und Kommunikationssystem / F. Becker // Mining+geo. – 2012. – №. 2. – P. 224-230.
6. Гутаревич В.О. Обоснование оптимального режима пуска и торможения шахтной подвесной монорельсовой дороги / В.О. Гутаревич, Е.Л. Игнаткина // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2016. – № 9. – С. 29-36.
7. Гутаревич В.О. Продольная динамика шахтной подвесной монорельсовой дороги / В.О. Гутаревич // Научный вестник НГУ. – 2015. – №1. – С.83-88.