

ГІРНИЧА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

УДК 622.625.28

А.Г. Моця, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, Национальная металлургическая академия Украины)

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА ПРИ ПОСТОЯННОМ И ПУЛЬСИРУЮЩЕМ ТОРМОЗНЫХ МОМЕНТАХ

Повышение производительности шахтного рельсового транспорта возможно лишь при высокой надежности тормозных систем локомотивов. К главным характеристикам, определяющим эффективную работу шахтного локомотива, относятся реализуемые силы тяги и торможения, надежность и энергопотребление.

Исследованию процесса реализации максимально возможной силы сцепления колес локомотива с рельсами уделяется большое внимание. Эта сила зависит как от состояния рельсового пути, так и от условий взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс [1]. Основным параметром, характеризующим силу сцепления колес с рельсами, является коэффициент сцепления.

В работе [2] приводится методика выбора постоянного тормозного момента, прикладываемого к оси колесной пары. С целью недопущения срыва сцепления и движения колес юзом для рудничных электровозов рекомендуется реализовывать 80% от максимально возможного тормозного момента.

В работе [3] приводятся примеры полезного применения вибрации, в основе которых лежат явления, связанные с особенностями колебаний в нелинейных механических системах, излагается общий подход к изучению и использованию вибрации. В частности, уделяется внимание изучению коэффициента трения скольжения при вибрации.

В работах [4, 5] даны рекомендации по аналитическому выбору тормозного момента, прикладываемого к оси колесной пары шахтного локомотива, с целью достижения наиболее эффективного торможения для различных состояний рельсового пути. Предложены конструктивные концептуальные решения по изготовлению дискового тормоза, создающего пульсирующий тормозной момент.

Цель статьи – путем математического моделирования торможения шахтного локомотива дисковым тормозом, создающим пульсирующий тормозной момент, установить параметры тормозного момента, обеспечивающие высокие тормозные характеристики шахтного локомотива.

Вынужденные колебания колесно-моторного блока шахтного локомотива в процессе торможения дисковым тормозом с учетом нелинейной характеристики взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс могут быть описаны системой шести дифференциальных уравнений второго порядка

$$\left. \begin{aligned} (m_s/4 - m_3 - m_4) \ddot{y} &= - \left[C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + \right. \\ &\quad \left. + C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) \right], \\ m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3), \\ m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4), \\ I_3 \ddot{\phi}_3 &= - \left[C_{\phi 3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi 3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + rF_3(S_3) \right], \\ I_4 \ddot{\phi}_4 &= - \left[C_{\phi 4}(\phi_4 - \phi_2) + \beta_{\phi 4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) + rF_4(S_4) \right], \\ I_2 \ddot{\phi}_2 &= C_{\phi 3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi 3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + C_{\phi 4}(\phi_4 - \phi_2) + \\ &\quad + \beta_{\phi 4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) - M_t, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_s – масса состава; m_3, m_4 – приведенные массы соответствующих колес; y, y_3, y_4 – линейные перемещения локомотива и соответствующих колес; $\dot{y}, \dot{y}_3, \dot{y}_4$ – линейные скорости; $\ddot{y}, \ddot{y}_3, \ddot{y}_4$ – линейные ускорения; C_{y3}, C_{y4} – коэффициенты жесткости соответствующих упругих элементов; β_{y3}, β_{y4} – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления соответствующих упругих элементов; $C_{\phi 3}, C_{\phi 4}$ – коэффициенты жесткости соответствующих полуосей колесно-моторного блока; $\beta_{\phi 3}, \beta_{\phi 4}$ – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления соответствующих полуосей колесно-моторного блока; $F_3 = \psi_3(S_3)(m_s g/8)$, $F_4 = \psi_4(S_4)(m_1 g/8)$ – силы сцепления соответствующих колес; ψ_3, ψ_4 – коэф-

коэффициенты сцепления соответствующих колес; S_3, S_4 – относительные скольжения соответствующих колес; m_1 – масса локомотива; g – ускорение свободного падения; I_2 – приведенный момент инерции редуктора, дискового тормоза и двигателя относительно оси колесной пары, соответствующий одной колесной паре (зависит от места расположения дискового тормоза); I_3, I_4 – приведенные моменты инерции соответствующих колес относительно оси колесной пары; $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – угловые координаты выходного вала редуктора и соответствующих колес; $\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$ – угловые скорости; $\ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$ – угловые ускорения; r – радиус круга катания колес; M_t – момент торможения на выходном валу редуктора (в случае расположения дискового тормоза на валу двигателя $M_t = u M'_t/2$, где u – передаточное число редуктора; M'_t – момент торможения на валу двигателя).

Коэффициенты сцепления колес с рельсами ψ_3 и ψ_4 являются функциями относительных скольжений соответствующих колес и находятся по формуле [6]

$$\psi = k_1 \left[\operatorname{th}(k_2 S) - k_3 S + k_4 S^3 \right]. \quad (2)$$

Относительные скольжения в любой момент времени могут быть определены по формулам

$$S_3 = (\dot{\varphi}_3 r - \dot{y}_3) / \dot{y}_3, \quad S_4 = (\dot{\varphi}_4 r - \dot{y}_4) / \dot{y}_4. \quad (3)$$

Интегрирование системы дифференциальных уравнений (1) с учетом формул (2) и (3) выполнено методом Рунге-Кутты для четырех состояний рельсов (посыпанные песком; покрытые песком, раздавленным в результате предшествующей поездки; мокрые, чистые; покрытые жидкой угольной грязью).

В численных расчетах использованы геометрические, весовые, упруго-диссипативные и жесткостные характеристики элементов шахтного электровоза Э10. Массу состава принимали равной $5 \cdot 10^4$ кг. Начальная скорость локомотива отличалась при различных состояниях рельсового пути. Тормозной момент, создаваемый дисковым тормозом с многосекторным диском на оси колесной пары, определяли по формуле

$$M_t = M_0 - A \sin(\alpha \varphi_2) = M_0 (1 - A^* \sin(\alpha \varphi_2)),$$

где M_0 – постоянная составляющая момента торможения на оси колесной пары; A – амплитуда колебаний переменной составляющей момента торможения на оси колесной пары; α – число периодов синусоиды за один оборот колесной пары; φ_2 – угловая координата оси колесной пары; $A^* = A/M_0$.

В первую очередь определяли значение постоянной составляющей тормозного момента M_{0max} , при котором в процессе торможения происходит срыв сцепления и колесо начинает двигаться юзом. Затем находили 80% от этого значения. Тормозной момент задавали постоянным ($A = 0$) и пульсирующим ($A \neq 0$).

Как это видно из рис. 1, путь y , проходимый локомотивом при торможении на рельсовом пути, посыпанном песком, для начальной скорости локомотива $v_0 = 5$ м/с будет меньше при пульсирующем тормозном моменте. При постоянном тормозном моменте ($M_0 = 2480$ Н·м, $A = 0$) время торможения составляет 14,1 с, а тормозной путь 36 м. При пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 2650$ Н·м, $A = 340$ Н·м, $\alpha = 4$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 11%, что составляет соответственно 12,6 с и 32 м. При пульсирующем тормозном моменте с большим значением параметра α ($M_0 = 2730$ Н·м, $A = 360$ Н·м, $\alpha = 44$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 19%, что составляет соответственно 11,4 с и 29 м.

Интересно заметить, что угловая скорость колеса $\dot{\varphi}_3$ в начале торможения изменяется неравномерно. В течение коротких промежутков времени она может даже увеличиваться. Это обусловлено присутствием в движении колеса колебательного процесса, характеризуемого увеличением и уменьшением величины проскальзывания колеса относительно рельса.

Аналогичные расчеты, проведенные для других состояний рельсового пути, привели к следующим результатам (везде M_0 составляет 80% от своего максимально возможного значения). Для случая, когда рельсы покрыты песком, раздавленным в результате предшествующей поездки (начальная скорость локомотива $v_0 = 4,5$ м/с): при постоянном тормозном моменте ($M_0 = 1900$ Н·м, $A = 0$) время торможения 16,4 с, а тормозной путь 38 м; при пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 2020$ Н·м, $A = 260$ Н·м, $\alpha = 4$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 11% и сос-

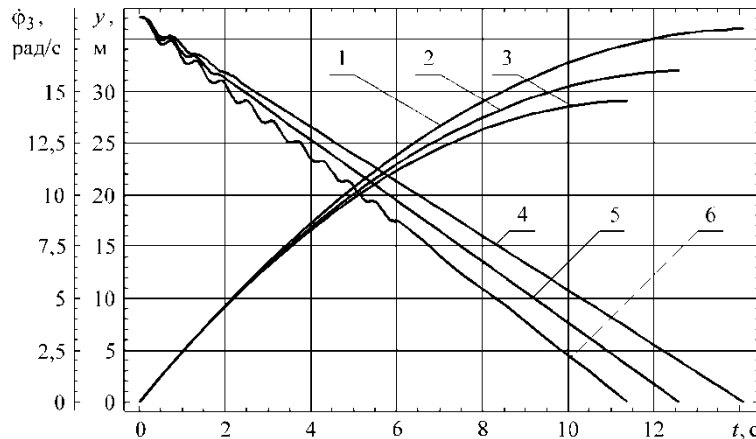


Рис. 1. Зависимости пути, проходимого локомотивом, и угловой скорости одного из его колес от времени: 1 – зависимость пути при $M_0 = 2480$ Н·м, $A = 0$; 2 – зависимость пути при $M_0 = 2650$ Н·м, $A = 340$ Н·м, $\alpha = 4$; 3 – зависимость пути при $M_0 = 2730$ Н·м, $A = 360$ Н·м, $\alpha = 44$; 4 – зависимость угловой скорости при $M_0 = 2480$ Н·м, $A = 0$; 5 – зависимость угловой скорости при $M_0 = 2650$ Н·м, $A = 340$ Н·м, $\alpha = 4$; 6 – зависимость угловой скорости при $M_0 = 2730$ Н·м, $A = 360$ Н·м, $\alpha = 44$

тавляют соответственно 14,6 с и 34 м; при пульсирующем тормозном моменте с большим значением параметра α ($M_0 = 2100$ Н·м, $A = 270$ Н·м, $\alpha = 44$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 18%, что составляет соответственно 13,5 с и 31 м. Для случая, когда рельсы мокрые, чистые (начальная скорость локомотива $v_0 = 3,5$ м/с): при постоянном тормозном моменте ($M_0 = 1410$ Н·м, $A = 0$) время торможения 16,7 с, а тормозной путь 30 м; при пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 1490$ Н·м, $A = 190$ Н·м, $\alpha = 4$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 10% и составляют соответственно 15 с и 27 м; при пульсирующем тормозном моменте с большим значением параметра α ($M_0 = 1550$ Н·м, $A = 215$ Н·м, $\alpha = 44$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 16%, что составляет соответственно 14 с и 25,2 м. Для случая, когда рельсы покрыты жидкой угольной грязью (начальная скорость локомотива $v_0 = 3$ м/с): при постоянном тормозном моменте ($M_0 = 830$ Н·м, $A = 0$) время торможения 23,6 с, а тормозной путь 36 м; при пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 880$ Н·м, $A = 115$ Н·м, $\alpha = 4$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 8% и составляют соответственно 21,7 с и 33 м; при пульсирующем тормозном моменте с большим значением параметра α ($M_0 = 910$ Н·м, $A = 120$ Н·м, $\alpha = 44$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 14%, что составляет соответственно 20,3 с и 31 м.

Расчеты показали, что при пульсирующем тормозном моменте для срыва сцепления необходимо приложить большее значение M_{0max} , чем при постоянном тормозном моменте для любого из рассматриваемых состояний рельсов, а также при различных значениях массы состава и начальной скорости локомотива. Это приводит к сокращению времени торможения и тормозного пути. Наиболее ярко такой эффект проявляется, если амплитуда колебаний A составляет 10...15% от постоянной составляющей момента торможения M_0 , т.е. при значениях A^* заключенных в пределах от 0,1 до 0,15. Число периодов синусоиды за один оборот колесной пары α также играет существенную роль. Наилучшие результаты удается получить при α ,

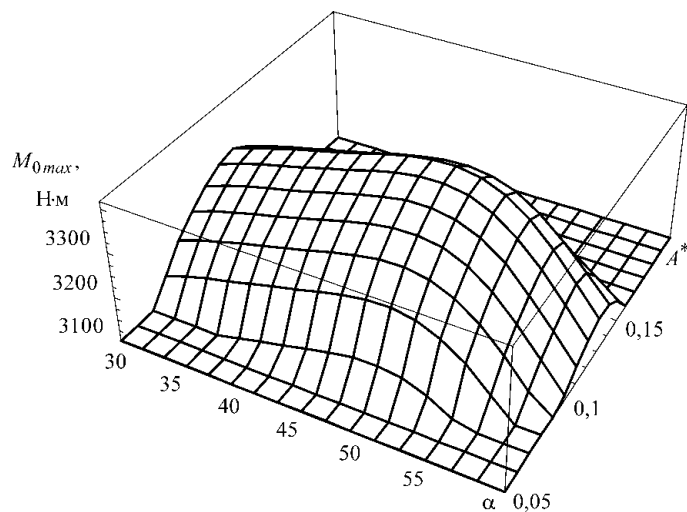


Рис. 2. Зависимость максимального значения постоянной составляющей момента торможения от коэффициентов α и A^* (рельсы посыпаны песком, $m_s = 5 \cdot 10^4$ кг, $v_0 = 5$ м/с)

равном 35...55 (рис. 2). Применение пульсирующего тормозного момента на скользких рельсах дает существенный эффект, хотя в процентном отношении и меньший, чем на сухих.

Уменьшение времени торможения и тормозного пути обусловливается тем, что с увеличением максимально возможного значения M_0 при пульсирующем тормозном моменте относительное скольжение в процессе торможения принимает значения, более близкие к точке экстремума функции $\psi = \psi(S)$ [6]. Это, в свою очередь, приводит к тому, что величина коэффициента сцепления колес с рельсами колеблется около значения, более близкого к максимально возможному для каждого из рассмотренных состояний рельсового пути.

При использовании многосекторного диска, выполненного из материалов, имеющих с материалом накладок тормозных колодок, изготовленных в виде кольцевого сектора, разный коэффициент трения [4, 5], тормозной момент будет изменяться по зависимости, очень близкой к синусоидальной. Если накладка тормозной колодки изготовлена в виде кольцевого сектора с центральным углом 45° из фрикционного материала 6КХ-1 (прессматериал холодного формования), а тормозной диск разбит на восемь секторов, выполненных поочередно из стали 45 НВ 415 и серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200 (коэффициенты трения между указанными материалами соответственно равны 0,535 и 0,41 [7]), то амплитуда колебаний составит

$$\frac{0,535 - 0,41}{2} \div \frac{0,535 + 0,41}{2} \cdot 100\% = 13,2\%$$

от M_0 . При размещении тормозного диска на оси колесной пары число периодов синусоиды за один ее оборот α будет равно четырем. Размещая тормозной диск на валу двигателя при передаточном числе редуктора 10,875, получим α , равное 43,5.

Выводы

1. Выполнен сравнительный анализ торможения шахтного локомотива дисковым тормозом, создающим на оси колесной пары постоянный и пульсирующий синусоидальный тормозные моменты с различным числом периодов синусоиды за один оборот колесной пары. Показано, что, создавая пульсирующий тормозной момент, можно добиться уменьшения времени торможения и тормозного пути шахтного локомотива.

2. Установлено, что наибольший эффект от применения пульсирующего тормозного момента достигается, если амплитуда колебаний составляет 10...15% от среднего значения момента торможения, а число периодов синусоиды за один оборот колесной пары находится в пределах от 35 до 55.

3. Дальнейшие исследования динамики торможения шахтного локомотива дисковым тормозом должны быть направлены на изучение влияния на тормозной путь и время торможения величин коэффициентов жесткости и демпфирования резинометаллических элементов, а также величин коэффициентов жесткости и демпфирования полуосей колесно-моторного блока.

Список литературы

1. Проців В.В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування / В.В. Проців // Наук. вісн. НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76–83.
2. Таран И.А. Математическая модель движения рудничного локомотива в условиях торможения / И.А. Таран // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 3 (12). – С. 47–49.
3. Блехман И.И. Что может вибрация?: О «вибрационной механике» и вибрационной технике. – М.: Наука, 1998. – 208 с.
4. Сердюк А.А. Разработка математической модели торможения шахтного локомотива дисковым тормозом / А.А. Сердюк, А.Г. Моця // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 69. – С. 127–132.
5. Моця А.Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском / А.Г. Моця // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2003. – Вип. 71. – С. 75–82.
6. Проців В.В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения / В.В. Проців, А.Г. Моця // Геотехн. механіка: міжвід. зб. наук. праць. – 2002. – Вип. 40. – С. 231–236.
7. Моця А.Г. Интегрирование дифференциального уравнения теплопроводности для определения тепловой нагрузки дискового тормоза шахтного локомотива / А.Г. Моця // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 3. – С. 86–91.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шкрабцем Ф.П.