

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Капица С.П., Курдюмов С.П., Малинецкий Г.Г. Синергетика и прогнозы будущего. 3 изд. М.: УРСС, 2003.–283 с.
2. Лакин Г.Ф. Биометрия:М. Высш. шк., 1990.– 352 с.
3. Мажаров М.В. Местная устойчивость и проблемы невозобновимых ресурсов// Геотехническая механика.– Днепропетровск, 2000.–Вып. №22, С. 151–155.

УДК 622.625.28

Канд. техн. наук А.Г. Моня
(НМетАУ МОН Украины)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ, СОЗДАЮЩИМ ПУЛЬСИРУЮЩИЙ ТОРМОЗНОЙ МОМЕНТ

Наведено порівняльний аналіз реалізації максимально можливого коефіцієнта зчеплення коліс з рейками при гальмуванні шахтного локомотива дисковим гальмом, що створює постійний та пульсуючий гальмові моменти на осі колісної пари. Показано, що при пульсуючому гальмовому моменті зменшується час гальмування і гальмовий шлях шахтного локомотива.

MATHEMATICAL MODELLING OF BRAKING OF MINE LOCOMOTIVE BY DISK BRAKE CREATING PULSATING BRAKE TORQUE

The comparative analysis of realization of the greatest possible adhesion coefficient of wheels with rails is held at breaking a mine locomotive by the disk brake creating constant and pulsating brake torques on a wheel set axle. It is noted that at pulsating brake torque the braking time and braking distance of a mine locomotive is moderated.

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 [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 [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 [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 данной работы – 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

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{m_c}{4} - m_3 - m_4 \right) \ddot{y} &= -[C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4)], \\ m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3), \\ m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4), \\ I_3 \ddot{\phi}_3 &= -[C_{\phi3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + rF_3(S_3)], \\ I_4 \ddot{\phi}_4 &= -[C_{\phi4}(\phi_4 - \phi_2) + \beta_{\phi4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) + rF_4(S_4)], \\ I_2 \ddot{\phi}_2 &= C_{\phi3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + C_{\phi4}(\phi_4 - \phi_2) + \beta_{\phi4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) - M_T, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_c – 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 локомотива и соответствующих колес; $\ddot{y}$, $\ddot{y}_3$, $\ddot{y}_4$ – линейные ускорения локомотива и соответствующих колес; C_{y3} , C_{y4} – коэффициенты жесткости соответствующих упругих элементов; β_{y3} , β_{y4} – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления соответствующих упругих элементов; $C_{\phi3}$, $C_{\phi4}$ – коэффициенты жесткости соответствующих полуосей колесно-моторного блока; $\beta_{\phi3}$, $\beta_{\phi4}$ – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления соответствующих полуосей колесно-моторного блока. $F_3 = \psi_3(S_3)m_{\text{л}}g/8$, $F_4 = \psi_4(S_4)m_{\text{л}}g/8$ – силы сцепления соответствующих колес; ψ_3 , ψ_4 – коэффициенты сцепления соответствующих колес; S_3 , S_4 – относительные скольжения соответствующих колес; $m_{\text{л}}$ – масса локомотива; g – ускорение свободного падения; I_2 – приведенный момент инерции редуктора, дискового тормоза и двигателя относительно оси колесной пары, соот-

ветствующий 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 выходного вала редуктора и соответствующих колес; $\ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$ – угловые ускорения выходного вала редуктора и соответствующих колес; r – радиус круга катания колес; M_T – момент торможения на выходном валу редуктора (в случае расположения дискового тормоза на валу двигателя $M_T = u M'_T / 2$); 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]

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

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 электроваза Э10. Масса состава принималась равной 50 т. Начальная скорость локомотива отличалась при различных состояниях рельсового пути. Тормозной момент, создаваемый дисковым тормозом с многосекторным диском на оси колесной пары, определялась по формуле

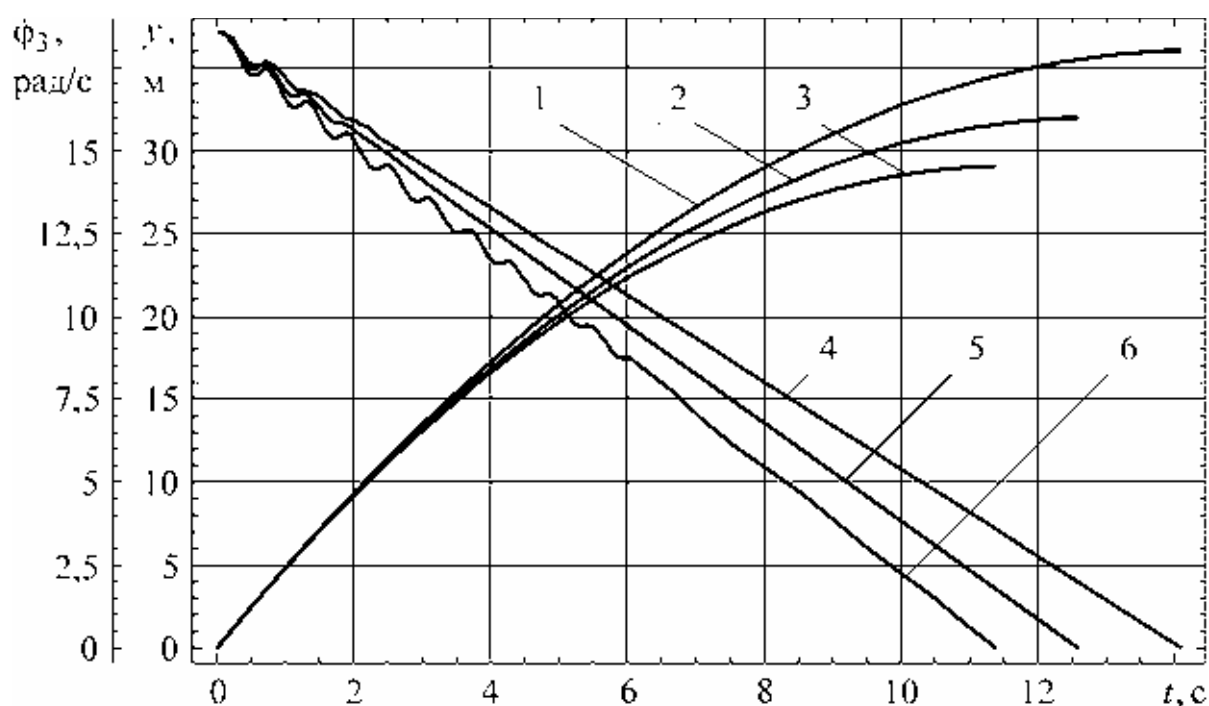
$$M_T = M_0 - A \sin(\alpha \varphi_2) = M_0 \left(1 - A^* \sin(\alpha \varphi_2) \right),$$

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 определялось значение постоянной составляющей тормозного момента M_{0max} , при котором в процессе торможения происходит срыв сцепления и колесо начинает двигаться юзом. Затем находились 80% от

этого значения. Тормозной момент задавался постоянным ($A = 0$) и пульсирующим ($A \neq 0$).

Как видно из рис. 1, путь y , проходимый локомотивом при торможении на рельсовом пути, посыпанном песком, для начальной скорости локомотива $v_0 = 5$ м/с, 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.



- 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, $\alpha = 44$

Рис. 1 – Зависимости пути, проходимого локомотивом, и угловой скорости одного из его колес от времени

Следует заметить, что угловая скорость колеса ϕ_z 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 составляют 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. Количество периодов синусоиды за один оборот колесной пары α также играет существенную роль. Наилучшие результаты удастся получить при α , равном 35...55

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

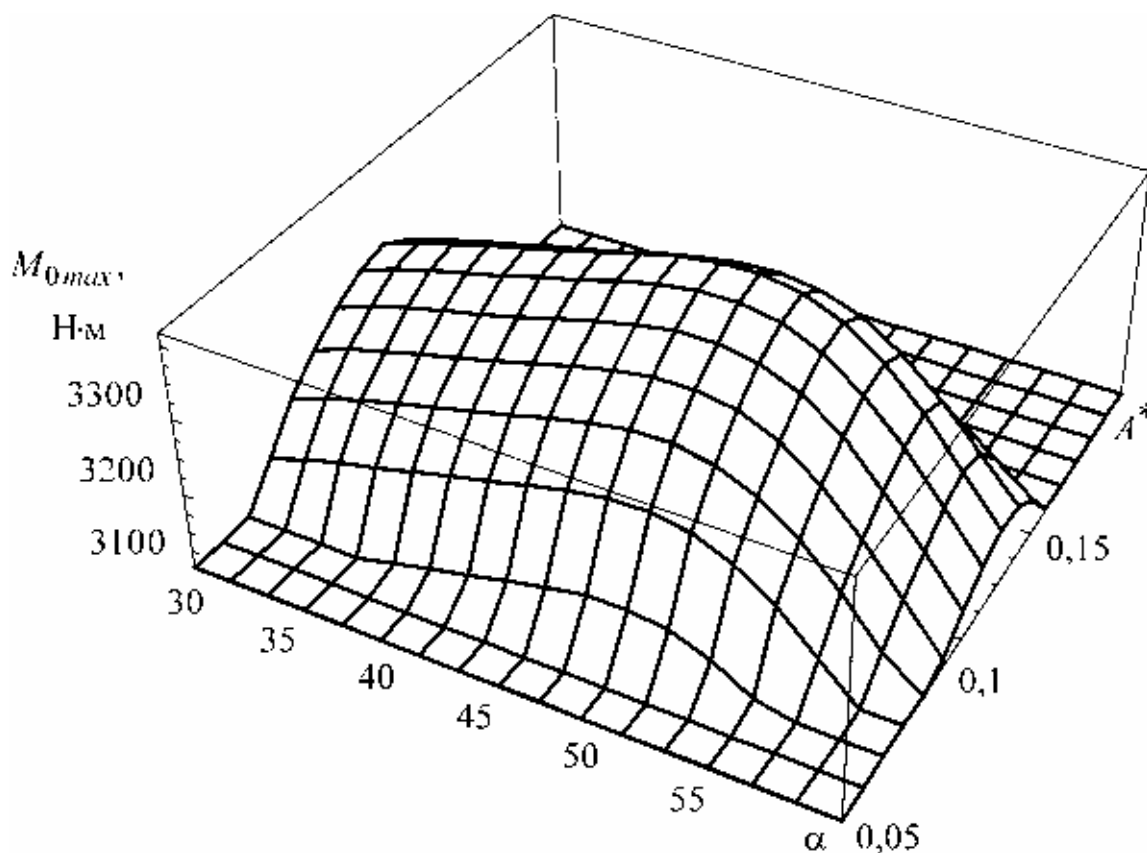


Рис. 2 – Зависимость максимального значения постоянной составляющей момента торможения от коэффициентов α и A^* (рельсы посыпаны песком, $m_c = 5 \cdot 10^4$ кг, $v_0 = 5$ м/с)

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 (ко-

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

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

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. Исаев И.П., Лужнов Ю.М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
2. Транспорт на горных предприятиях / Кузнецов Б.А., Ренгевич А.А., Шорин В.Г., Биличенко Н.Я., Пономаренко В.А., Бахурин К.И., Варшавский А.М., Кравчинский С.Ю. – М.: Недра, 1969. – 656 с.
3. Блехман И.И. Что может вибрация?: О «вибрационной механике» и вибрационной технике. – М.: Наука, 1988. – 208 с.
4. Мона А.Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ: НГУ, 2003. – Вип. 71. – С. 75-82.
5. Сердюк А.А., Мона А.Г. Торможение шахтного локомотива дисковым тормозом с многосекторным диском // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГУ, 2004. – С. 241-246.
6. Против В.В., Мона А.Г. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. пр. / Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Дніпропетровськ. – 2002. – Вип. 40. – С. 231-236.
7. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1965. – 676 с.