

УДК 622.625.28

А.Г. Мона, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, Национальная металлургическая академия Украины)

ВЫЧИСЛЕНИЕ НАИБОЛЬШИХ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ, ВОЗНИКАЮЩИХ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА

Сила сцепления колес локомотива с рельсами зависит как от состояния рельсового пути, так и от условий взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс [1]. Исследованию процесса реализации максимально возможной силы сцепления уделяется большое внимание. Основным параметром, характеризующим силу сцепления колес с рельсами, является коэффициент сцепления. Тормозной момент, создаваемый на колесе колесно-колодочным тормозом, зависит от скорости движения шахтного локомотива, состояния рельсового пути и нагрева тормозной колодки, что не позволяет в полной мере реализовывать возможный коэффициент сцепления. Применяемые в транспортных системах дисковые тормоза не имеют этого недостатка [2].

В работе [3] приводится методика выбора постоянного тормозного момента, прикладываемого к оси колесной пары. С целью недопущения срыва сцепления и движения колес юзом (при этом резко падает сила сцепления и образуются лыски на колесах) для рудничных электровозов рекомендуется реализовывать 80% от максимально возможного тормозного момента.

Наиболее сильное влияние на надежность работы тормозного устройства оказывает температурный режим. Недооценка тепловых явлений в тормозах современных машин может привести к отклонению их рабочих характеристик от расчетных и даже к аварии [2]. Применительно к тормозным устройствам шахтных локомотивов вопросы безопасности стоят на первом месте. Перегрев тормоза выше предельно допустимой температуры может стать причиной взрыва метано-воздушной смеси и гибели людей. Таким образом, тепловой расчет элементов тормозного устройства любой машины, работающей в шахте, – одна из наиболее важных задач при его конструировании.

В монографии [4] рассмотрена задача нагрева и охлаждения дискового тормоза шахтных подъемных машин при коэффициенте взаимного перекрытия диска и фрикционных накладок колодок, равном единице.

Цель статьи – для выбранных путем математического моделирования рациональных параметров основных элементов дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском вычислить максимальную температуру и определить наибольшее давление на рабочей поверхности.

Выбор рациональных параметров дискового тормоза с многосекторным тормозным диском рассмотрим на примере шахтного локомотива Э10. Учитывая конструктивные особенности четырехосного шахтного электровоза Э10, дисковый тормоз целесообразно размещать на валу двигателя каждой приводной тележки. Это позволит двумя дисковыми тормозами создавать тормозной момент на всех четырех осях. При размещении дисковых тормозов на осях четырех колесных пар их количество удвоилось бы. Кроме того, необходимый тормозной момент на оси колесной пары M_{δ} существенно больше необходимого тормозного момента на валу двигателя M'_{δ} ($M_{\delta} = uM'_{\delta}/2$, где u – передаточное число редуктора). Поэтому это привело бы к увеличению геометрических размеров и момента инерции тормозных дисков, либо к увеличению их количества, т.е. усложнило бы конструкцию тормозной системы и увеличило бы ее стоимость.

При расчете фрикционных устройств коэффициент трения обычно считают постоянной величиной, не учитывая его зависимость от изменяющихся в процессе работы температуры, скорости и давления. За расчетное значение коэффициента трения принимают его наименьшее возможное значение для рассматриваемой фрикционной пары при данных условиях работы [2].

При определении геометрических размеров тормозного диска внутренний радиус рабочей зоны выбирают минимально допустимым по конструктивным соображениям, а внешний радиус таким, чтобы при создании максимального тормозного момента давление в рабочей зоне не превышало допустимое значение для рассматриваемой фрикционной пары [2].

Примем количество секторов тормозного диска, выполненных поочередно из стали 45 НВ 415 и серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200, равным восьми, накладки тормозных колодок, изготовленных из фрикционного материала 6КХ-1 (прессматериал холодного формования) [5], – в виде кольцевого сектора с цен-

травальним углом $\alpha = \pi/4$. Коэффициенты трения для указанных пар материалов диска и фрикционных накладок соответственно равны 0,535 и 0,41 [2].

Определим максимальный необходимый момент торможения на валу двигателя $M'_{\delta max}$ в предположении, что на локомотиве установлены стальные колеса. Исходя из количества секторов тормозного диска и формы фрикционных накладок, приходим к выводу, что зависимость пульсирующего момента торможения на валу двигателя от угловой координаты вала двигателя φ_1 может быть с достаточной степенью точности описана выражением

$$\begin{aligned} M'_{\delta} &= 2(M_0 - A \sin(n\varphi_2)) / u = M'_0 - A' \sin(n'\varphi_1) = \\ &= M'_0 \left(1 - A^* \sin(n'\varphi_1)\right) = M'_0 \left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \sin(n'\varphi_1)\right) \quad (\mu_1 > \mu_2), \end{aligned} \quad (1)$$

где M_0 , M'_0 – постоянные составляющие моментов торможения соответственно на оси колесной пары и на валу двигателя; n , n' – числа периодов синусоиды за один оборот соответственно оси колесной пары и вала двигателя; φ_2 – угловая координата оси колесной пары; A , A' – амплитуды колебаний переменных составляющих моментов торможения на оси колесной пары и на валу двигателя; $A^* = A'/M'_0$; μ_1 , μ_2 – коэффициенты трения для двух пар материалов диска и фрикционных накладок.

Проинтегрируем с учетом формулы (1) систему дифференциальных уравнений [5]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{m_c}{4} - m_3 - m_4\right) \ddot{y} &= -[C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4)]; \\ m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3); \\ m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= -[C_{\varphi3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + rF_3(S_3)]; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= -[C_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) + rF_4(S_4)]; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_{\varphi3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) - uM'_{\delta}/2, \end{aligned}$$

где 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; $F_3 = \psi_3(S_3)m_{\delta}g/8$, $F_4 = \psi_4(S_4)m_{\delta}g/8$ – силы сцепления соответствующих колес; $\psi_3 = k_1 [th(k_2 S_3) - k_3 S_3 + k_4 S_3^3]$, $\psi_4 = k_1 [th(k_2 S_4) - k_3 S_4 + k_4 S_4^3]$ – коэффициенты сцепления соответствующих колес (в режиме торможения принимают отрицательные значения); k_1 , k_2 , k_3 , k_4 – числовые коэффициенты механической характеристики фрикционной пары; $S_3 = (\dot{\varphi}_3 r - \dot{y}_3) / \dot{y}_3$, $S_4 = (\dot{\varphi}_4 r - \dot{y}_4) / \dot{y}_4$ – относительные скольжения соответствующих колес; $\ddot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}_3$, $\ddot{\varphi}_4$ – угловые ускорения выходного вала редуктора и соответствующих колес; r – радиус круга качения колес; m_{δ} – масса локомотива; g – ускорение свободного падения; M'_{δ} – момент торможения на валу двигателя.

При расчетах будем использовать геометрические, весовые, упруго-диссипативные и жесткостные характеристики элементов шахтного электровоза Э10. Примем массу состава равной массе локомотива, т.е. $m_{\delta} = m_{\delta} = 10^4$ кг. Зададим начальную скорость локомотива $v_0 = 1$ м/с. Числовые коэффициенты механической характеристики фрикционной пары k_1 , k_2 , k_3 , k_4 возьмем для случая, когда рельсы посыпаны песком [6]. Получим, что срыв сцепления в процессе торможения произойдет при $M'_{\delta} \geq 766$ Н·м. Таким образом, максимальное значение постоянной составляющей момента торможения на валу двигателя $M'_{\delta max} = 766$ Н·м. Максимальное мгновенное значение необходимого тормозного момента на валу двигателя

$$M'_{\delta max} = M'_{0 max} \left(1 + \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \right) \quad (\mu_1 > \mu_2).$$

При выбранных материалах секторов тормозного диска и фрикционных накладок $M'_{\delta max} = 867$ Н·м.

Рассмотрим дисковый тормоз с одним тормозным диском. По конструктивным соображениям принимаем внутренний радиус рабочей зоны диска $R_1 = 9,3 \cdot 10^{-2}$ м. Определим внешний радиус рабочей зоны диска R_2 . Максимальное давление на поверхности трения, возникающее при создании максимального тормозного момента $M'_{\delta max}$,

$$p_{max} = \frac{M'_{\delta max}}{2\mu_{i \dot{\alpha} \dot{\alpha}} R_y F} = [p],$$

где $\mu_{i \dot{\alpha} \dot{\alpha}}$ – наименьшее возможное значение коэффициента трения для пары материалов диска и фрикционных накладок при данных условиях работы; $R_y = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)\alpha}{3(R_2^2 - R_1^2)\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}$ – эквивалентный радиус

трения [2]; $F = \alpha(R_2^2 - R_1^2)/2$ – площадь контакта накладки и диска; $[p]$ – максимальное допустимое давление в дисковых тормозах для рассматриваемой фрикционной пары.

После преобразований получим:

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{6M'_{\delta max} \sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}{\mu_{i \dot{\alpha} \dot{\alpha}} \alpha [p] \pi} + R_1^3}.$$

Принимаем $\mu_{i \dot{\alpha} \dot{\alpha}} = 0,38$ (с учетом зависимостей, приведенных в работе [7]); $[p] = 8,29 \cdot 10^5$ Н/м² [2]. Тогда $R_2 = 1,8 \cdot 10^{-1}$ м.

В работе [8] показано, что максимальная температура на поверхности трения диска, достигаемая в конце торможения, стабилизируется, начиная с третьего цикла, включающего в себя торможение до полной остановки и разгон. Рассчитаем температуру на поверхности трения тормозного диска в конце третьего торможения до полной остановки. Безразмерную температуру на поверхности трения в процессе нагрева определим по формуле [8]

$$\theta_{1,2}(\rho, 0, Fo) = \frac{2\pi Bi_{1,2}}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho) (2 + \pi \rho_1 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))}{v_n (4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))} \times \\ \times \int_0^{Fo} Ki(Fo - \tau) \varphi_{1,2}(v_n, \tau) d\tau,$$

где $\theta_{1,2} = (\dot{\alpha}_{1,2} - \dot{\alpha}_1) / (\dot{\alpha}_a - \dot{\alpha}_1)$ – безразмерная температура (здесь и далее индекс 1 относится к диску, 2 – к фрикционным накладкам); $\dot{\alpha}_{1,2}$ – температура; $\dot{\alpha}_1$ – начальная температура диска и накладок; $\dot{\alpha}_a$ – допустимая температура на поверхности трения; $\rho = r/R_2$; $\rho_1 = R_1/R_2$; $Fo = a_1 t / R_2^2$ – критерий Фурье (безразмерное время); $a_{1,2} = \lambda_{1,2} / c_{1,2} \gamma_{1,2}$ – коэффициенты температуропроводности диска и фрикционных накладок соответственно; $\lambda_{1,2}$ – коэффициенты теплопроводности; $c_{1,2}$ – удельные теплоемкости; $\gamma_{1,2}$ – плотности; t – время; $Bi_{1,2} = \sigma_{1,2} R_2 / \lambda_{1,2}$ – критерий Био; $\sigma_{1,2}$ – коэффициенты теплоотдачи; $V_{0,1,2}(v_n \rho) = (Bi_{1,2} Y_0(v_n) - v_n Y_1(v_n)) J_0(v_n \rho) + (v_n J_1(v_n) - Bi_{1,2} J_0(v_n)) Y_0(v_n \rho)$ – ядро конечного интегрального преобразования Ханкеля по переменной ρ ; Y_0, Y_1, J_0, J_1 – функции Бесселя; v_n – собственные числа, определяемые из уравнения

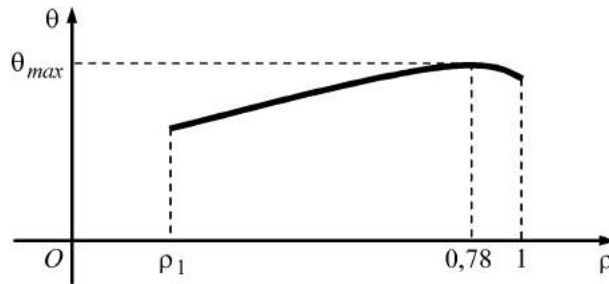
$$\begin{aligned} & \left(v_n J_1(v_n \rho_1) + Bi_{1,2} J_0(v_n \rho_1) \right) \left(v_n Y_1(v_n) - Bi_{1,2} Y_0(v_n) \right) - \\ & - \left(v_n J_1(v_n) - Bi_{1,2} J_0(v_n) \right) \left(v_n Y_1(v_n \rho_1) + Bi_{1,2} Y_0(v_n \rho_1) \right) = 0; \end{aligned}$$

$Ki = q(t) R_2 / (\dot{Q}_a - \dot{Q}_1) \lambda_1$ – критерий Кирпичева; $q(t) = \frac{\dot{I}'_0 \omega_1}{t_0 F} \int_0^t \left(1 - \frac{\tau}{t_0} \right) d\tau$ – тепловой поток; ω_1 – угловая скорость диска в начальный момент времени; t_0 – время торможения;

$$\varphi_1 = \alpha_{\ddot{\alpha}} \kappa e^{-v_n^2 Fo} \left(\frac{1}{\sqrt{\pi Fo}} - (1-\kappa) Bi_1 e^{\kappa^2 Bi_1^2 Fo} \operatorname{erfc}((1-\kappa) Bi_1 \sqrt{Fo}) \right); \varphi_2 = \frac{(1-\alpha_{\ddot{\alpha}}) \sqrt{a} e^{-a v_n^2 Fo}}{\lambda \sqrt{\pi Fo}};$$

$\alpha_{\ddot{\alpha}} = \sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} / (\sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2})$ – коэффициент распределения тепловых потоков, показывающий какая часть генерируемого при трении тепла отводится в тормозной диск; $\kappa = \alpha / 2\pi$, $\operatorname{erfc} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty e^{-\tau^2} d\tau = 1 - \operatorname{erf} x$; $\operatorname{erf} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-\tau^2} d\tau$ – интеграл вероятностей $a = a_2/a_1$; $\lambda = \lambda_2/\lambda_1$.

Как видно из рисунка, в конечный момент времени зависимость безразмерной температуры на поверхности трения тормозного диска от безразмерного радиуса имеет максимум в точке $\rho_0 = 0,78$.



Зависимость безразмерной температуры на поверхности тормозного диска от безразмерного радиуса в конце торможения

В период охлаждения безразмерную температуру на поверхности трения определим из соотношения, вывод которого аналогичен приведенному в монографии [4]:

$$\begin{aligned} \theta_{1,2}(\rho, 0, Fo) &= \frac{2\pi^2}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho)}{4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(v_n \rho_1)} \int_0^{Fo} \eta_{1,2}(v_n, \tau) d\tau + U_{1,2}, \\ \eta_{1,2} &= c_{1,2} \exp \left[-\left(d_{1,2} - Bi_{1,2}^2 \right) \right] \left(\frac{\exp \left(-d_{1,2} Fo \right)}{\sqrt{\pi Fo}} - \sqrt{d_{1,2}} \exp \left(d_{1,2} Fo \right) - 1 \right), \end{aligned}$$

где $c_1 = U_1 Bi_1$; $c_2 = \sqrt{a} U_2 Bi_2$; $U_{1,2} = (\dot{Q}_{e,1,2} - \dot{Q}_1) / (\dot{Q}_a - \dot{Q}_1)$. При повторном нагреве вместо \dot{Q}_1 следует подставлять максимальную температуру на поверхности трения диска в конце периода охлаждения. $\dot{Q}_{e,1,2}$ – максимальная температура в конце периода нагрева на поверхности трения; $d_1 = v_n^2$; $d_2 = a v_n^2$.

Температура определяется из соотношения

$$\dot{Q}_{1,2} = \theta_{1,2} (\dot{Q}_a - \dot{Q}_1) + \dot{Q}_1.$$

Расчет выполним в предположении, что диск не разбит на секторы и изготовлен либо из стали 45 НВ 415, либо из серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200 при следующих исходных данных: $\alpha_1 = 201,39$ рад/с (соответствует линейной скорости локомотива $\dot{y} = 5$ м/с); время торможения $t_0 = 21$ с; время разгона

$t_{\delta} = 29$ с; $\dot{Q} = 25$ °С; $\dot{Q}_a = 240$ °С. Для диска, изготовленного из стали 45 НВ 415, $a_1 = 1,3 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $a_2 = 6,7 \cdot 10^{-8}$ м²/с; $\lambda_1 = 4,5 \cdot 10^1$ Вт/(м·°С); $\lambda_2 = 5,1 \cdot 10^{-1}$ Вт/(м·°С); $c_1 = 461$ Дж/(кг·°С); $c_2 = 963$ Дж/(кг·°С); $\sigma_1 = 44$ Вт/(м²·°С); $\sigma_2 = 8$ Вт/(м²·°С). Для диска, изготовленного из серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200, $a_1 = 1,7 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\lambda_1 = 6,3 \cdot 10^1$ Вт/(м·°С); $c_1 = 502$ Дж/(кг·°С); $\sigma_1 = 44$ Вт/(м²·°С). Тогда максимальная температура в конце третьего торможения на поверхности трения тормозного диска из стали 45 НВ 415 $\dot{Q}_1 = 198$ °С, а на поверхности трения тормозного диска из серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200 – $\dot{Q}_1 = 206$ °С. Таким образом, с учетом зависимостей, приведенных в работе [7], в специфических шахтных условиях в конце третьего торможения до полной остановки максимальная температура на поверхности трения многосекторного диска не превысит допустимое значение.

Выводы

1. На основе математического моделирования рациональных параметров основных элементов дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском определены максимальная температура и наибольшее давление на его рабочей поверхности.

2. Установлено, что при выбранных параметрах дискового тормоза с многосекторным диском в специфических шахтных условиях в конце третьего торможения до полной остановки максимальная температура на поверхности трения составит не более 206°С, т.е. не превысит допустимое значение.

Список литературы

1. Проців В.В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування [Текст] / В.В. Проців // Наук. вісн. НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76–83.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / М.П. Александров – М.: Высш. шк., 2000. – 552 с.
3. Проців В. В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактї колеса та рейки [Текст] / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Зб. наук. праць НГУ. – 2010. – № 34. – Т. 2. – С. 160 – 171.
4. Белобров В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин [Текст] / В.И. Белобров, В.Ф. Абрамовский, В.И. Самуся – К.: Наук. думка, 1990. – 176 с.
5. Мونها А.Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском [Текст] / А.Г. Мونها // 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 [Текст] / В.В. Проців, А.Г. Мونها // Геотехн. механіка: міжвід. зб. наук. праць. – 2002. – Вип. 40. – С. 231-236.
7. Сердюк А.А. Температурные и фрикционные характеристики дискового тормоза в условиях повышенного содержания пыли и влаги [Текст] / А.А. Сердюк, А.Г. Мونها // Сб. науч. тр. НГУ. – 2003. – Т. 2, №17. – С. 246–250.
8. Мونها А.Г. Интегрирование дифференциального уравнения теплопроводности для определения тепловой нагруженности дискового тормоза шахтного локомотива [Текст] / А.Г. Мونها // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 3. – С. 86–91.

Рекомендовано до друку проф. Шкрабцем Ф.П.