

- рівномірний розподіл розтяжного зусилля між гілками ТО, що знижує ймовірність пориву ланцюга в процесі його натягу;

- додатковий храповий механізм дозволяє знизити динамічні й статичні навантаження на трансмісію редуктора конвеєра, що дозволяє підвищити безпеку проведення робіт, строк служби елементів трансмісії та зменшити витрати на ремонтні роботи.

У цілому рішенням приймальної комісії було встановлено, що стопорно-фіксуючий пристрій СФП-3 задовольняє вимогам експлуатації забійного скребкового конвеєра типу СП250. При цьому пристрій СФП-3 було рекомендовано до серійного виробництва.

Список літератури

1. Варченко Ю. Э. Натяжные устройства тягового органа скребковых конвейеров. / Ю.Э. Варченко// Уголь Украины. – 1999. – №9. – С. 33- 35.
2. Штокман И. Г. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов под общ. ред. проф. И.Г. Штокмана. М. / И.Г. Штокман, П.М. Кондрахин, В.Н. Маценко // «Недра». – 1975. – С. 117 – 118.
3. Варченко Ю.Е. Спосіб монтажного натягування тягового органа скребкового конвеєра електроприводом / Ю.Е. Варченко, Мельник Н.О.; Патент України №81572, Бюл. №13, 10.07.2013
4. Пристрій для фіксації ланцюга скребкового конвеєра / Ю.Е. Варченко, Н.О. Авершина, О.М. Іваненко, Н.Ю. Варченко. / Патент України №58219, Бюл. №7, 11.04.2011

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Алексєєнко С.Ф.

УДК 622.625.28

А.Г. Мона, канд. техн. наук

(Україна, Днепропетровск, Национальная металлургическая академия Украины)

ТОРМОЖЕНИЕ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА НА ЗАТЯЖНОМ УКЛОНЕ ПРИ ПУЛЬСИРУЮЩЕМ ТОРМОЗНОМ МОМЕНТЕ

Реализуемая сила торможения и динамика привода шахтного локомотива при торможении определяются в первую очередь сцеплением колес с рельсами. Тормозная сила под воздействием статических и динамических факторов, имеющих место при торможении локомотива, носит статистический характер и возникает в результате фрикционного взаимодействия колеса и рельса [1].

С момента появления первых локомотивов проводились многочисленные исследования, направленные на изучение сцепления колеса с рельсом как физического явления, вводились гипотезы формирования силы сцепления в различных эксплуатационных условиях. С учетом влияния на величину силы сцепления состояния поверхностей фрикционной пары, физических свойств материалов, скорости движения, геометрии бандажа колес и профиля пути, нормальной нагрузки определялись средние значения коэффициента сцепления, которые использовались для эксплуатационных расчетов. Детально изучалось влияние параметров ходовой части и свойств подвески шахтного локомотива на силу сцепления и тормозные характеристики [2].

В работе [3] предложено улучшить тягово-тормозные характеристики шахтного локомотива за счет применения упругого буксового узла, включающего резинометаллические элементы. В работе [4] разработана и апробирована математическая модель торможения шахтного локомотива дисковым тормозом на прямолинейном горизонтальном участке рельсового пути, описывающая вынужденные колебания элементов колесно-моторного блока, с учетом нелинейной характеристики взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс. В работе [5] описано исследование процесса торможения шахтного локомотива на горизонтальном рельсовом пути дисковым тормозом, создающим пульсирующий тормозной момент на оси колесной пары, с целью реализации максимально возможного коэффициента сцепления колес с рельсами, даны рекомендации по аналитическому выбору тормозного момента для различных состояний рельсового пути, предложены конструктивные концептуальные решения по изготовлению дискового тормоза, создающего пульсирующий тормозной момент.

Цель статьи – разработать математическую модель и исследовать процесс торможения шахтного локомотива дисковым тормозом на затяжном уклоне при пульсирующем тормозном моменте.

Вынужденные колебания колесно-моторного блока шахтного локомотива в процессе торможения на прямолинейном участке рельсового пути, имеющем уклон, дисковым тормозом с учетом нелинейной характеристики взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс могут быть описаны системой шести дифференциальных уравнений второго порядка

$$\left. \begin{aligned}
 (m_c/4 - m_3 - m_4) \ddot{y} &= - \left[C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + \right. \\
 &\quad \left. + C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + (m_c/4 - m_3 - m_4)g \sin \beta \right], \\
 m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3) - m_3 g \sin \beta, \\
 m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4) - m_4 g \sin \beta, \\
 I_3 \ddot{\phi}_3 &= - \left[C_{\phi3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + rF_3(S_3) \right], \\
 I_4 \ddot{\phi}_4 &= - \left[C_{\phi4}(\phi_4 - \phi_2) + \beta_{\phi4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) + rF_4(S_4) \right], \\
 I_2 \ddot{\phi}_2 &= C_{\phi3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + C_{\phi4}(\phi_4 - \phi_2) + \\
 &\quad + \beta_{\phi4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) - u M'_T/2,
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

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; $\ddot{y}, \ddot{y}_3, \ddot{y}_4$ – линейные ускорения; C_{y3}, C_{y4} – коэффициенты жесткости соответствующих упругих элементов; β_{y3}, β_{y4} – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления соответствующих упругих элементов; $C_{\phi3}, C_{\phi4}$ – коэффициенты жесткости соответствующих полуосей колесно-моторного блока; $\beta_{\phi3}, \beta_{\phi4}$ – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления соответствующих полуосей колесно-моторного блока; β – угол наклона пути (положительный при движении на подъем и отрицательный при движении на спуск); $F_3 = \psi_3(S_3)(m_{\text{л}}g/8) \cos \beta$, $F_4 = \psi_4(S_4)(m_{\text{л}}g/8) \cos \beta$ – 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, соответствующий одной колесной паре (зависит от места расположения дискового тормоза); I_3, I_4 – приведенные моменты инерции соответствующих колес относительно оси колесной пары; ϕ_2, ϕ_3, ϕ_4 – угловые координаты выходного вала редуктора и соответствующих колес; $\dot{\phi}_2, \dot{\phi}_3, \dot{\phi}_4$ – угловые скорости; $\ddot{\phi}_2, \ddot{\phi}_3, \ddot{\phi}_4$ – 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]

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

Относительные скольжения в любой момент времени могут быть определены по формулам

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

При малых углах наклона пути ($|\beta| \leq 5^\circ$)

$$\sin \beta \approx \text{tg} \beta = \frac{i}{1000},$$

где i – уклон пути (положительный при движении на подъем и отрицательный при движении на спуск).

Найдем максимальное абсолютное значение синуса угла наклона пути, при котором температура рабочей поверхности тормозного диска не превысит допустимое значение $T_{\text{д}}$ (по условиям работы фрикционной пары) после того, как локомотив, двигаясь на спуск с выключенными двигателями, прой-

дет путь y с постоянной скоростью v при заданной массе состава. Будем полагать, что из тормозных средств задействован только дисковый тормоз каждой приводной тележки.

На первом этапе задача сводится к определению максимального осевого усилия N_{\max} , при котором через промежуток времени $t = y/v$ температура поверхности трения тормозного диска, вращающегося с постоянной угловой скоростью $\omega = (v/r)u$, при начальной температуре $T_n = 25$ °С не превысит T_d . Для этого воспользуемся формулой [7]

$$T_{1,2} = \theta_{1,2}(T_d - T_n) + T_n, \quad (4)$$

где $T_{1,2}$ – температура на поверхности трения (здесь и далее индекс 1 относится к диску, 2 – к фрикционным накладкам); $\theta_{1,2}$ – безразмерная температура.

Безразмерная температура в свою очередь находится по формуле [7]

$$\theta_{1,2}(\rho, 0, Fo) = \frac{2\pi Bi_{1,2}}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho) (2 + \pi \rho_1 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))}{v_n (4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))} \times \int_0^{Fo} Ki(Fo - \tau) \varphi_{1,2}(v_n, \tau) d\tau, \quad (5)$$

где $\rho = r/R_2$ – безразмерный радиус; r – текущий радиус; R_2 – внешний радиус диска; $Fo = a_1 t/R_2^2$ – критерий Фурье (безразмерное время); $a_{1,2} = \lambda_{1,2}/c_{1,2} \gamma_{1,2}$ – коэффициенты температуропроводности; λ_1, λ_2 – коэффициенты теплопроводности; c_1, c_2 – удельные теплоемкости; γ_1, γ_2 – плотности; t – текущее время; $Bi_{1,2} = (\sigma_{1,2}/\lambda_{1,2}) R_2$ – критерий Био; σ_1, σ_2 – коэффициенты теплоотдачи, учитывающие конкретные условия процесса 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; v_n – собственные числа; J_0, Y_0 – функции Бесселя соответственно первого и второго рода нулевого порядка; J_1, Y_1 – функции Бесселя соответственно первого и второго рода первого порядка; $\rho_1 = R_1/R_2$; R_1 – внутренний радиус диска; $Ki = \frac{q(t) R_2}{(T_d - T_n) \lambda_1}$ – критерий Кир-

пичева; $q(t) = \frac{M_T \omega}{t_T F} \int_0^t \left(1 - \frac{\tau}{t_T}\right) d\tau$ – тепловой поток; $M_T = \mu N_{\max} R_3$ – тормозной момент, возникающий в дисковом тормозе; μ – коэффициент трения для пары материалов диска и фрикционной накладки;

$R_3 = \frac{2}{3} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \frac{\alpha}{\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}$ – эквивалентный радиус трения; α – центральный угол кольцевого сектора фрикционной накладки; t_T – время торможения; $F = \alpha (R_2^2 - R_1^2) / 2$ – площадь контакта;

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

$\alpha_{\text{тп}} = \sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} / (\sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2})$ – коэффициент распределения тепловых потоков, показывающий какая часть генерируемого при трении тепла отводится в тормозной диск; $\kappa = \alpha/2\pi$;

$$\operatorname{erfc} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^{\infty} e^{-\tau^2} d\tau = 1 - \operatorname{erf} x; \quad \operatorname{erf} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-\tau^2} d\tau$$
 – интеграл вероятностей; $a = a_2/a_1$; $\lambda = \lambda_2/\lambda_1$.

Далее, подставим в систему дифференциальных уравнений (1) значение тормозного момента M'_T , соответствующее N_{\max} . Для дискового тормоза с многосекторным диском используем формулу

$$M'_T = \frac{2}{u} (M_0 - A \sin(\alpha \varphi_2)) = M'_0 - A' \sin(\alpha' \varphi_1) =$$

$$= M_0' \left(1 - A^* \sin(\alpha' \varphi_1) \right) = M_0' \left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \sin(\alpha' \varphi_1) \right) \quad (\mu_1 > \mu_2),$$

(6)

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; $M_0' = 2M_0/u$ – постоянная составляющая момента торможения на валу двигателя; $A' = 2A/u$ – амплитуда колебаний переменной составляющей момента торможения на валу двигателя; $\alpha' = \alpha/u$ – число периодов синусоиды за один оборот вала двигателя; μ_1, μ_2 – коэффициенты трения для двух пар материалов диска и фрикционных накладок.

Система дифференциальных уравнений (1) с учетом формул (2), (3), (6) является нелинейной, так как неизвестные функции входят в нее нелинейно. Она представляет собой математическую модель торможения шахтного локомотива дисковым тормозом на затяжном уклоне при нелинейном тормозном моменте. Проинтегрировав систему (1) с учетом формул (2), (3), (6), найдем значение синуса угла наклона пути β , при котором скорость локомотива останется постоянной.

Расчеты проведем при приведенных ниже параметрах дисковых тормозов с однородным и многосекторным тормозными дисками. Дисковый тормоз с однородным диском: материал диска – сталь 45 НВ 415; материал фрикционных накладок – 6КХ-1; внутренний радиус рабочей зоны диска $R_1 = 9,3 \cdot 10^{-2}$ м; внешний радиус рабочей зоны диска $R_2 = 1,7 \cdot 10^{-1}$ м; толщина диска $2b_1 = 2,5 \cdot 10^{-2}$ м; форма фрикционных накладок – в виде кольцевого сектора с центральным углом $\alpha = \pi/4$; толщина фрикционных накладок $2b_2 = 1,1 \cdot 10^{-2}$ м. Дисковый тормоз с многосекторным диском: количество секторов тормозного диска, выполненных поочередно из стали 45 НВ 415 и серого чугуна СЧ 15-32 НВ 200, – восемь; материал фрикционных накладок – 6КХ-1; внутренний радиус рабочей зоны диска $R_1 = 9,3 \cdot 10^{-2}$ м; внешний радиус рабочей зоны диска $R_2 = 1,8 \cdot 10^{-1}$ м; толщина диска $2b_1 = 2,5 \cdot 10^{-2}$ м; форма фрикционных накладок – в виде кольцевого сектора с центральным углом $\alpha = \pi/4$; толщина фрикционных накладок $2b_2 = 1,1 \cdot 10^{-2}$ м.

Расчет максимального осевого усилия N_{\max} для многосекторного тормозного диска будем проводить 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. В качестве расчетного примем меньшее из полученных значений.

При выбранных параметрах дискового тормоза с однородным диском, массе состава $m_c = 5 \cdot 10^4$ кг, пути $y = 1000$ м, скорости $v = 3$ м/с и рельсах, покрытых жидкой угольной грязью, получим $|\sin \beta| = 0,0139$, что соответствует $|i| \approx 13,9\%$. При выбранных параметрах дискового тормоза с многосекторным диском и тех же исходных данных $|\sin \beta| = 0,0152$, что соответствует $|i| \approx 15,2\%$.

Следует отметить, что при других состояниях рельсового пути мы получим приблизительно такие же значения уклона пути, но относительное скольжение колес по рельсам будет отличаться.

Выводы

1. На основе разработанной математической модели выполнен сравнительный анализ торможения шахтного локомотива на затяжном уклоне дисковым тормозом, создающим на оси колесной пары постоянный и пульсирующий синусоидальный тормозные моменты.

2. Установлено, что при выбранных параметрах дискового тормоза с многосекторным диском максимальное абсолютное значение уклона пути, при котором температура рабочей поверхности тормозного диска не превысит допустимое значение во время затяжного пуска для заданных длины пути, скорости и массы состава, будет больше, чем при выбранных параметрах дискового тормоза с однородным диском. Например, при длине пути 1000 м, скорости локомотива 3 м/с и массе состава $5 \cdot 10^4$ кг разность уклонов равна 1,3%, что составляет 9,35% от максимального абсолютного значения уклона, соответствующего дисковому тормозу с однородным диском.

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. Таран І.А. Математическа модель руху рудничного локомотива в умовах гальмування [Текст] / І.А. Таран // Вибрації в техніці та технологіях. – 1999. – № 3 (12). – С. 47–49.
 3. Дерюгін О.В. Динамічна модель шахтного локомотива з еластично-в'язкими продольними зв'язками в ходовій частині [Текст] / О.В. Дерюгін // Металургічна та гірничорудна промисловість. – 1998. – №3. – С. 92–93.
 4. Сердюк А.А. Розробка математическої моделі гальмування шахтного локомотива дисковим гальмом [Текст] / А.А. Сердюк, А.Г. Мона // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ: НГУ, 2002. – Вип. 69. – С. 127–132.
 5. Мона А.Г. Вибір раціональних параметрів дискового гальма шахтного локомотива з багатосекторним гальмівним диском [Текст] / А.Г. Мона // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2003. – Вип. 71. – С. 75–82.
 6. Проців В.В. Експериментальне визначення характеристик сцеплення шахтного локомотива в режимі гальмування [Текст] / В.В. Проців, А.Г. Мона // Геотехн. механіка: міжвід. зб. наук. праць. – 2002. – Вип. 40. – С. 231–236.
 7. Мона А.Г. Інтегрування диференціального рівняння теплопровідності для визначення теплової навантаженості дискового гальма шахтного локомотива [Текст] / А.Г. Мона // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 3. – С. 86–91.
- Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук., проф. Шкрабцем Ф.П.*

УДК 629.038:629.075:681.5.03

*А.А.Самойленко, Д.В.Ципленков, канд.-ти техн. наук
(Україна, Дніпропетровськ, Державний ВНЗ "Національний гірничий університет")*

ЕФЕКТИВНЕ ДЕМПФІРУВАННЯ КОЛИВАНЬ В РОЗГАЛУЖЕНИХ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИЛОВИХ СИСТЕМАХ ГІБРИДНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ГІРНИЧОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Вступ. Демпфірування пружних коливань в розгалужених електромеханічних системах потужних гібридних транспортних засобах (ГТЗ) підвищує надійність та безпеку руху при зменшенні зносу силового обладнання. ГТЗ мають значну перспективу в гірничій галузі, тому слід привертити особливу увагу розробці новітніх законів руху, що забезпечують зменшення динамічних навантажень, особливо в розгалужених електромеханічних системах зі слабким або відсутнім демпфіруванням (рис.1). Найбільш розповсюдженими та найбільш ефективними є закони, що ґрунтуються на обмеженні другої похідної швидкості [1 – 6]. Наприклад, закони керування, які обмежують ривок, забезпечують покращання динаміки електромеханічних систем швидкохідних ліфтів і шахтних підійомних установок (ШПУ), отже на ГТЗ слід скористатися певним досвідом систем підйому.

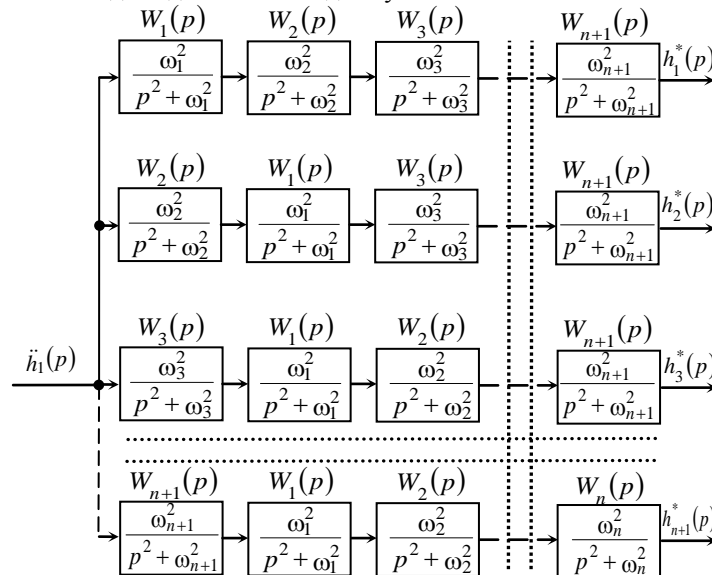


Рис. 1. Спрощена структурна схема розгалуженої електромеханічної системи зі слабким або відсутнім демпфіруванням

Огляд стану питання. Вперше на необхідність обмеження ривку було звернено увагу при експлуатації швидкохідних ліфтів [1], де було встановлено, що обмеження ривку запобігає негативним впливам на людину, але, як з'ясувалось, також обмеження ривку позитивно відбивається на динаміці підіймальних канатів.