

А.Г. Мона

(Украина, Днепрпетровск, Национальная металлургическая академия Украины)

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА С МНОГОСЕКТОРНЫМ ТОРМОЗНЫМ ДИСКОМ

На шахтах СНГ большое распространение получили аккумуляторные и контактные электровозы постоянного тока. Они являются основным транспортным средством на откаточных выработках угольных и рудничных шахт. Их достоинства – простота, надежность, экономичность, возможность применения для перевозки людей; недостаток – низкие тягово-тормозные характеристики на загрязненных рельсовых путях [1], что негативно сказывается на завышенных продолжительных уклонах рельсового пути, в частности, на шахтах ГХК «Павлоградуголь».

Повышение производительности шахтного рельсового транспорта возможно лишь при высокой надежности локомотивов. К главным характеристикам, определяющим эффективную работу шахтного локомотива, относится реализуемая сила тяги, долговечность элементов ходовой части и сила торможения. Изучение эффективности торможения шахтного локомотива дисковым тормозом является составной частью исследований, выполняемых кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства Национального горного университета по темам “Теоретическое обоснование технических решений по повышению эксплуатационных характеристик шахтного колесного транспорта “ (№ гос. рег. 0103U001288) и “Теоретическое обоснование методов расчета параметров гидросистемы и управления дисковыми тормозами шахтной подъемной установки” (№ гос. рег. 0103U001272).

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 [2,3]. Основным параметром, характеризующим силу сцепления колес с рельсами, является коэффициент сцепления (положительный при разгоне и отрицательный при торможении)

$$\psi = \frac{F}{P},$$

где F – сила тяги колеса (при разгоне) или сила торможения колеса (при торможении), Н; P – нормальная нагрузка на колесо, Н.

В работе [4] разработана математическая модель торможения шахтного локомотива дисковым тормозом. При этом предполагалось, что зависимость коэффициента сцепления колес с рельсами от относительного скольжения по координате аналогична соответствующей зависимости, использованной в рабо-

те [5] при изучении рабочих характеристик колесно-моторного блока и системы подвешивания шахтного локомотива в процессе разгона. Экспериментальные исследования [6] показали, что зависимость коэффициента сцепления колес с рельсами от относительного скольжения в процессе торможения несколько отличается. Причем относительное скольжение целесообразно определять не по координате, а по скорости

$$S_i = \frac{\dot{\varphi}_i(t)r_i - \dot{y}_i(t)}{\dot{y}_i(t)},$$

где S_i – относительное скольжение i -го колеса; $\dot{\varphi}_i(t)$ – угловая скорость i -го колеса, рад/с; r_i – радиус круга катания i -го колеса, м; $\dot{y}_i(t)$ – линейная скорость i -го колеса, м/с.

В книге [1] приводится методика выбора постоянного тормозного момента, прикладываемого к колесной паре. 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.

В книге [7] 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.

Задача выбора нелинейного тормозного момента, прикладываемого к оси колесной пары шахтного локомотива с целью достижения наиболее эффективного торможения для различного состояния рельсового пути, ранее не решалась. Цель данной работы – исследовать процесс реализации максимально возможного коэффициента сцепления колес с рельсами при торможении шахтного локомотива дисковым тормозом, создающим нелинейный тормозной момент на оси колесной пары, и дать рекомендации по аналитическому выбору тормозного момента для различного состояния рельсового пути.

Вынужденные колебания колесно-моторного блока шахтного локомотива с упругим буксовым узлом в процессе торможения дисковым тормозом с учетом существенно нелинейной характеристики взаимодействия фрикционной пары колесо-рельс могут быть описаны системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами [4]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{m_c}{2} - m_3 - m_4 \right) \ddot{y} &= - \left(C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) \right); \\ m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + \psi_3 m_{л} g / 4; \\ m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + \psi_4 m_{л} g / 4; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= - \left(C_{\varphi 3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi 3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + r \psi_3 m_{л} g / 4 \right); \end{aligned}$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 = -(C_{\varphi 4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi 4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2)) + r\psi_4 m_{\text{л}} g / 4);$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = C_{\varphi 3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi 3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_{\varphi 4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi 4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) - M_{\text{T}},$$

где y , \dot{y} , \ddot{y} – соответственно линейные перемещение, м, скорость, м/с, и ускорение, м/с², локомотива; y_i , \dot{y}_i , \ddot{y}_i – соответственно линейные перемещение, м, скорость, м/с, и ускорение, м/с², i -го колеса ($i = 3, 4$); φ_i , $\dot{\varphi}_i$, $\ddot{\varphi}_i$ – соответственно обобщенные угловые координаты, рад, скорость, рад/с, и ускорение, рад/с², звеньев колесно-моторного блока (КМБ) ($i = \overline{2, 4}$); $\psi_i = k_1(\text{th}(k_2 S_i) - k_3 S_i + k_4 (S_i)^3)$ – коэффициент сцепления i -го колеса ($i = 3, 4$), $\psi_i < 0$; k_1, k_2, k_3, k_4 – числовые коэффициенты механической характеристики фрикционной пары, зависящие от состояния рельсового пути [6]; $M_{\text{T}} = M_0 - A \sin \alpha$ – момент торможения на валу редуктора, Н·м; M_0 – постоянная составляющая момента торможения на валу редуктора, Н·м; A – амплитуда колебаний переменной составляющей момента торможения на валу редуктора, Н·м; α – число периодов синусоиды за один оборот колесной пары; m_c – масса состава, кг; $m_{\text{л}}$ – масса локомотива, кг; m_3, m_4 – приведенные массы колес, кг; C_{y3}, C_{y4} – коэффициенты жесткости резинометаллических элементов (РМЭ), Н/м; β_{y3}, β_{y4} – коэффициенты демпфирования РМЭ, Н/м; J_2 – приведенный момент инерции редуктора, кг·м²; J_3, J_4 – приведенные моменты инерции колес, кг·м²; $C_{\varphi 3}, C_{\varphi 4}$ – коэффициенты жесткости полуосей КМБ, Н·м/рад; $\beta_{\varphi 3}, \beta_{\varphi 4}$ – коэффициенты демпфирования полуосей КМБ, Н·м·с/рад; r – радиус круга катания колес, м; g – ускорение свободного падения, м/с².

Решение системы было выполнено численно методом Рунге-Кутты для упруго-диссипативных и массово-жесткостных числовых значений параметров, соответствующих узлам и деталям экспериментального образца шахтного электровоза Э10 с упругим буксовым узлом, с помощью стандартного пакета прикладных программ “Mathematica 4.0” при массе состава $m_c = 5 \cdot 10^4$ кг.

Расчеты проводились для четырех состояний рельсового пути: посыпанные песком; покрытые песком, раздавленным в результате предшествующей поездки; мокрые, чистые; покрытые жидкой угольной грязью. В первую очередь определялось значение тормозного момента, при котором происходит срыв сцепления и колесо начинает двигаться юзом. Затем находили 80% от этого значения. Тормозной момент задавался постоянным ($A = 0$) и пульсирующим ($A \neq 0$).

На рис. 1 приведены графики изменения относительного скольжения и коэффициента сцепления одного из колес шахтного локомотива с рельсом в процессе торможения для рельсового пути, посыпанного песком, при постоянном тормозном моменте, прикладываемом к валу редуктора и составляющем

0,8 от максимально возможного, с точки зрения недопущения срыва сцепления, значения для начальной скорости локомотива $v_0 = 5 \text{ м/с}$.

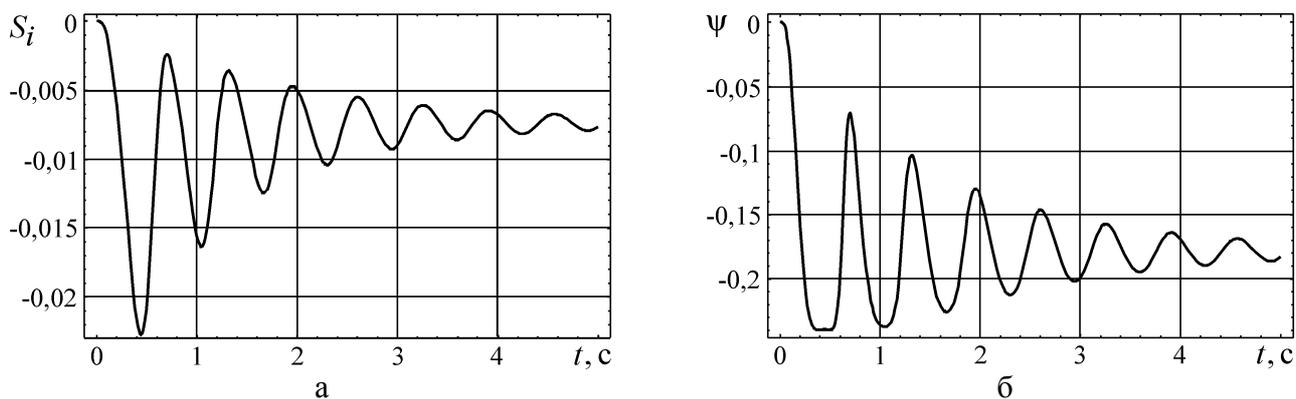


Рис. 1. Зависимости $S_i(t)$ (а) и $\psi(t)$ (б) при $M_0 = 6240 \text{ Н/м}$, $A = 0$

На рис. 2 и 3 приведены аналогичные графики при пульсирующем тормозном моменте и значениях числа периодов синусоиды за один оборот колесной пары α , соответственно равных 4 и 44. В обоих случаях постоянная составляющая тормозного момента M_0 (она же является средним значением тормозного момента) составляет 80% от максимально возможного, с точки зрения недопущения движения колеса юзом, значения. Амплитуда колебаний переменной составляющей момента торможения A составляет 80% от амплитуды, выбранной из соображений получения наименьшего тормозного пути для каждого из рассматриваемых предельных значений M_0 .

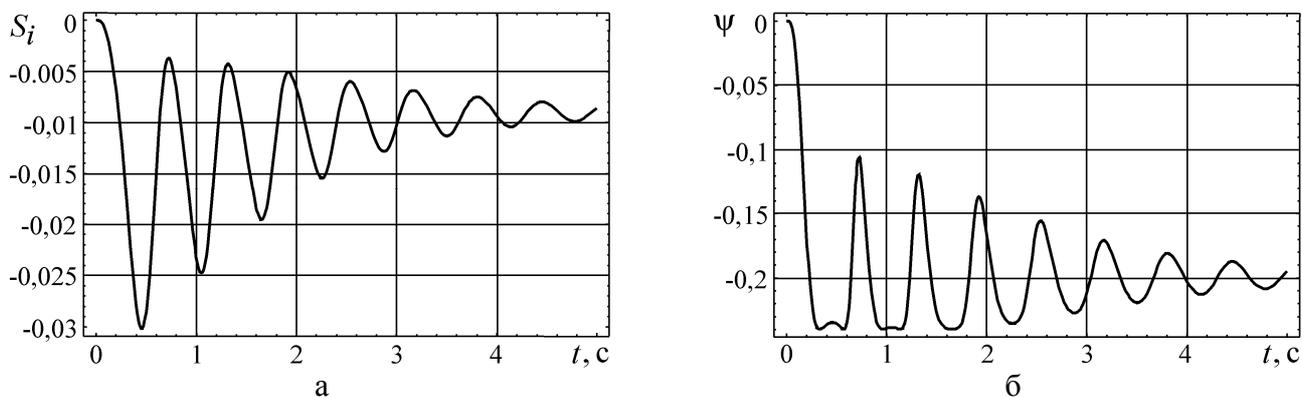


Рис. 2. Зависимости $S_i(t)$ (а) и $\psi(t)$ (б) при $M_0 = 6670 \text{ Н/м}$, $A = 860$, $\alpha = 4$

Для случая, когда рельсы посыпаны песком, функция $\psi = \psi(S_i)$ имеет экстремум в точке $S_0 = -0,021$. Максимальное абсолютное значение коэффициента сцепления колес с рельсами $\psi_{max} = 0,24$ [6]. Прикладывая к валу редуктора пульсирующий тормозной момент, составляющий 80% от своего максимально возможного среднего значения, можно в начале торможения добиться колебаний относительного скольжения около точки экстремума (рис. 3, а). В конце периода торможения относительное скольжение стабилизируется, как и в двух предыдущих случаях (рис. 1, а и 2, а), и составляет $-0,015$. Коэффициент сцеп-

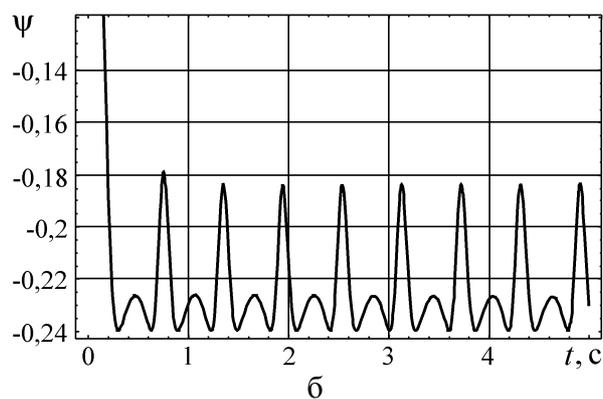
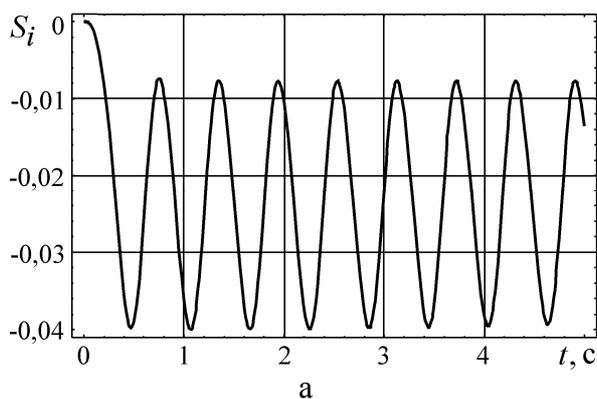


Рис. 3. Зависимость $S_i(t)$ (а) и $\psi(t)$ (б) при $M_0 = 6880$ Н/м, $A = 900$, $\alpha = 44$

ления при этом в начале торможения колеблется около своего максимально возможного значения (рис. 3, б). Верхние пики соответствуют относительно скольжению по абсолютной величине меньшему $|S_0|$, а нижние – большему $|S_0|$. В конце периода торможения коэффициент сцепления стабилизируется, также как и в рассмотренных выше случаях (рис. 1, б и 2, б), и составляет $-0,23$.

На рис. 4 показаны графики пути S , проходимого локомотивом при торможении, от времени для трех рассмотренных случаев. При постоянном тормозном моменте время торможения составляет 14,1 с, а тормозной путь 36 м. При пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 6670$ Н/м, $A = 860$, $\alpha = 4$) 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 ($M_0 = 6880$ Н/м, $A = 900$, $\alpha = 44$) время торможения и тормозной путь уменьшаются на 19%, что составляет соответственно 11,4 с и 29 м.

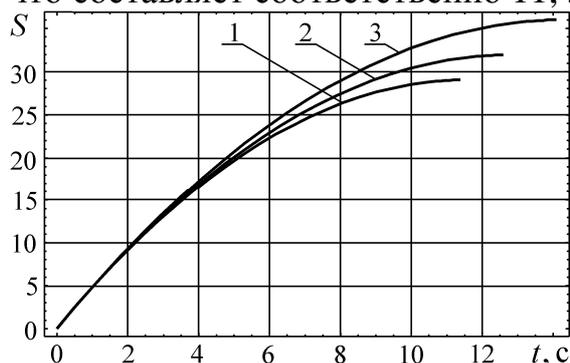


Рис. 4. Зависимости $S(t)$: 1 – $M_0 = 6880$ Н/м, $A = 900$, $\alpha = 44$; 2 – $M_0 = 6670$ Н/м, $A = 860$, $\alpha = 4$; 3 – $M_0 = 6240$ Н/м, $A = 0$

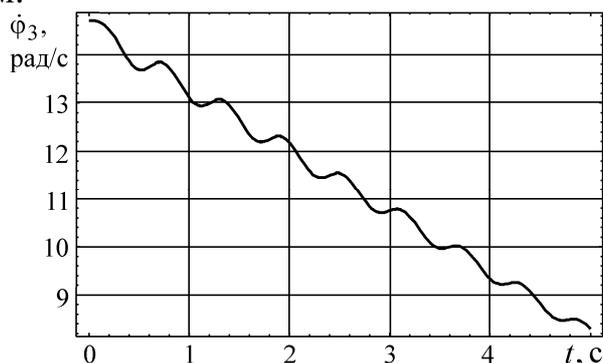


Рис. 5. Зависимость $\dot{\varphi}_3(t)$ при $M_0 = 6880$ Н/м, $A = 900$, $\alpha = 44$

Интересно заметить, что угловая скорость колеса $\dot{\varphi}_i$ в процессе торможения изменяется неравномерно (рис. 5). Это обусловлено вынужденными колебаниями колесно-моторного блока шахтного локомотива с упругим буксовым узлом в процессе торможения дисковым тормозом.

Аналогичные расчеты, проведенные для других состояний рельсового пути, привели к следующим результатам (везде M_0 составляет 80% от своего максимально возможного среднего 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 ($M_0 = 4800$ Н/м, $A = 0$) время торможения 16,4 с, а тормозной путь 38 м; при пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 5100$ Н/м, $A = 660$, $\alpha = 4$) 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 ($M_0 = 5280$ Н/м, $A = 680$, $\alpha = 44$) 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 ($M_0 = 3550$ Н/м, $A = 0$) время торможения 16,7 с, а тормозной путь 30 м; при пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 3750$ Н/м, $A = 480$, $\alpha = 4$) 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 ($M_0 = 3900$ Н/м, $A = 540$, $\alpha = 44$) 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 ($M_0 = 2090$ Н/м, $A = 0$) время торможения 23,6 с, а тормозной путь 36 м; при пульсирующем тормозном моменте с малым значением параметра α ($M_0 = 2210$ Н/м, $A = 290$, $\alpha = 4$) 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 ($M_0 = 2300$ Н/м, $A = 300$, $\alpha = 44$) 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_0 , чем при постоянном для любого из рассматриваемых состояний рельсового пути. 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 . Число периодов синусоиды за один оборот колесной пары α также играет существенную роль. Наилучшие результаты удается получить при α , равном 35—55. 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 обуславливается тем, что с увеличением максимально возможного значения M_0 при пульсирующем тормозном моменте относительное скольжение принимает значения,

более близкие к точке экстремума функции $\psi = \psi(S_i)$ [6]. А это приводит к тому, что величина коэффициента сцепления колес с рельсами в процессе торможения колеблется около значений, более близких к максимально возможному значению для каждого состояния рельсового пути.

Для создания пульсирующего тормозного момента на оси колесной пары можно использовать многосекторный диск, выполненный из материалов с различными коэффициентами трения. Так, например, если накладка тормозной колодки изготовлена в виде кольцевого сектора с центральным углом 45° из фрикционного материала БКХ-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), то коэффициент трения между накладкой колодки и диском будет изменяться по зависимости, очень близкой к синусоидальной (коэффициенты трения между указанными материалами соответственно равны 0,535 и 0,41 [8]). Поскольку момент торможения линейно зависит от коэффициента трения, то амплитуда колебаний составит 13,2% от M_0 . При размещении тормозного диска на валу редуктора число периодов синусоиды за один оборот колесной пары α будет равно четырем. Размещая тормозной диск на валу двигателя при передаточном числе редуктора 10,97, получим α , равное 43,88.

Пульсирующий тормозной момент на оси колесной пары может быть также создан при использовании однородного многосекторного тормозного диска, у которого в каждом втором секторе сделано отверстие или углубление, уменьшающее площадь контакта диска и фрикционной накладки колодки.

Выводы

Выполнен сравнительный анализ торможения шахтного локомотива дисковым тормозом, создающим на оси колесной пары постоянный и пульсирующий тормозной моменты с различным числом периодов синусоиды за один оборот колесной пары;

показано, что при пульсирующем тормозном моменте можно добиться уменьшения времени торможения и тормозного пути шахтного локомотива;

установлено, что наибольший эффект при применении 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 промежутке от 35 до 55;

предложены конструктивные концептуальные решения по изготовлению дискового тормоза, создающего пульсирующий тормозной момент;

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 РМЭ, а также величин коэффициентов жесткости и демпфирования полусей КМБ.

Список литературы

1. Транспорт на горных предприятиях / Б.А. Кузнецов, А.А. Ренгевич, В.Г. Шорин и др. – М.:Недра, 1969. – 655с.
2. Исаев И.П., Лужнов Ю.М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. – М.:Машиностроение, 1985. – 238с.
3. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт,1986. – 559с.
4. Сердюк А.А., Мона А.Г. Разработка математической модели торможения шахтного локомотива дисковым тормозом // Гірн. електромех. та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 69. – С. 127–132.
5. Сердюк А.А., Дерюгин О.В. Динамика переходных процессов в звеньях привода и ходовой части шахтного локомотива // Гірн. електромех. та автоматика: Наук.-техн. зб. – 1999. – Вип. 4(63). – С. 153–158.
6. Процив В.В., Мона А.Г. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения // Metallurg. и горноруд. пром-сть. – 2003. – №2. – С. 95–97.
7. Блехман И.И. Что может вибрация?: О «вибрационной механике» и вибрационной технике. – М.: Наука, 1988. – 208 с.
8. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении.– М.: Машиностроение, 1965.– 676 с.