

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:
УПРАВЛІННЯ ДАНИМИ, ХМАРНІ ТЕХНОЛОГІЇ
ТА ІНФОКОМУНІКАЦІЇ**

**Міністерство освіти і науки України
ДНУ «Інститут модернізації змісту освіти»
Український державний університет науки і технологій**

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:
УПРАВЛІННЯ ДАНИМИ, ХМАРНІ ТЕХНОЛОГІЇ
ТА ІНФОКОМУНІКАЦІЇ**

**Збірник наукових праць
за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції
3-4 березня 2025 р.**

Дніпро
2025

Організатори конференції:

кафедра економічної інформатики

Українського державного університету науки і технологій;

Національний університет «Запорізька політехніка».

Склад редакційної групи:

Л.І. Лозовська, Л.М. Бандоріна, Л.М. Савчук, К.О. Удачина

Економічна кібернетика : управління даними, хмарні технології та інфокомунікації : збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції, м. Дніпро, 3-4 березня 2025 р. Дніпро : УДУНТ, 2025. 230 с.

Збірник наукових статей за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції, присвяченої дослідженню, розробці та використанню моделей вирішення завдань у складних управлінських системах, інструментів та методів управління даними, їх організації, безпеці, використанню, обміну, архівуванню, сучасних хмарних технологій.

Матеріали збірника будуть корисними науковцям, аспірантам, що займаються дослідженнями проблем у сфері економіко-математичного моделювання, розробки та використання комп'ютерних систем та інформаційних технологій в бізнесі, а також практичним працівникам.

Матеріали подано в авторській редакції.

Відповідальність за дотримання норм авторського права, за зміст і достовірність матеріалів несуть автори.

ЗМІСТ

МОДЕЛІ ВИРІШЕННЯ ЗАВДАНЬ У СКЛАДНИХ УПРАВЛІНСЬКИХ СИСТЕМАХ

<i>Бандоріна Л.М., Дідус О.М., Климкович Т.О.</i> ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРОБЛЕННЯ МОДУЛЯ АНАЛІЗУ ДИНАМІКИ ВИРОБНИЦТВА ТА РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОДУКЦІЇ	7
<i>Бандоріна Л.М., Завгородній К.О., Жилюк Є.В.</i> МІЖНАРОДНА ТОРГІВЛЯ ТА ЕКОНОМІЧНЕ ЗРОСТАННЯ: ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКИ ТА ВИСНОВКИ ДЛЯ ПОЛІТИКИ РОЗВИТКУ	14
<i>Білоцерківець В.В., Кошевий М.В., Самойленко Є.Г., Смірнов В.В.</i> РОЗВИТОК ЗОВНІШНЬОЕКОНОМІЧНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ В УМОВАХ ВИКЛИКІВ СТАНОВЛЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО СУСПІЛЬСТВА: ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ДЛЯ УКРАЇНИ	20
<i>Бушуєв М.Б., Петренко В.О., Фонарьова Т.А.</i> УДОСКОНАЛЕННЯ ІНФОКОМУНІКАЦІЙ ПРИ ПРИЙНЯТТІ СТРАТЕГІЧНИХ РІШЕНЬ В МЕДИЧНОМУ ЗАКЛАДІ НА ЗАСАДАХ ПРОЄКТНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ	28
<i>Делієв С.К., Завгородня О.О.</i> МОДЕЛІ ПРИЙНЯТТЯ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ У РЕГІОНАЛЬНИХ СМАРТ-ПРОЄКТАХ	35
<i>Завгородня О.О., Жмуренко В.Г., Ткаленко Д.Д.</i> ІННОВАЦІЙНІ ПРІОРИТЕТИ МОДЕЛІ УПРАВЛІННЯ МІЖНАРОДНОЮ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНІСТЮ: ГЛОБАЛЬНИЙ ТА НАЦІОНАЛЬНИЙ ВИМІРИ	40
<i>Іщук С.О.</i> ТЕНДЕНЦІЇ СТРУКТУРНОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ ЕКОНОМІКИ УКРАЇНИ В УМОВАХ ВІЙНИ	45
<i>Каніщев І.А.</i> ЕФЕКТИВНЕ УПРАВЛІННЯ: ШЛЯХ ДО ЗРОСТАННЯ ПРИБУТКОВОСТІ ТА РИНКОВОЇ СТІЙКОСТІ	50
<i>Коробка Ю.В.</i> МОДЕЛІ ВИХОДУ УКРАЇНСЬКИХ ФРАНЧАЙЗЕРІВ НА ІНОЗЕМНІ РИНКИ	55
<i>Косолапов А.А., Романенко А.Ю.</i> ЕВРИСТИЧНИЙ МЕТОД ПОБУДОВИ РАЦІОНАЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ІНФОКОМУНІКАЦІЙ В СИСТЕМАХ УПРАВЛІННЯ... ..	61
<i>Kudria Y.V.</i> INCREASING THE COMPETITIVENESS OF REGIONAL INDUSTRY ON THE BASIS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT: FROM IMPERATIVES AND MECHANISM TO METHODS	67
<i>Лебедева В.К., Рудницька Н.С.</i> СУТНІСТЬ ТА ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЙ ЯК ОБ'ЄКТІВ МІЖНАРОДНОЇ ТОРГІВЛІ	78
<i>Лебедева В.К., Ярошенко В.В.</i> МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ІННОВАЦІЙНО-ІНВЕСТИЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА МІЖНАРОДНУ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНІСТЬ УКРАЇНСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ	83

<i>Лебідь О.Ю.</i> ЗАСТОСУВАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ ДЛЯ УПРАВЛІННЯ ТА АНАЛІЗУ ДІЯЛЬНОСТІ ІНТЕРНЕТ-МАГАЗИНІВ	89
<i>Monia A.H., Matsko V.Y.</i> MATHEMATICAL MODELING OF PULSATING BRAKING OF A MINE LOCOMOTIVE DURING A LONG DESCENT	95
<i>Підгорна К.Д., Удачина К.О., Підгорний В.О.</i> ЦИФРОВА ТРАНСФОРМАЦІЯ РЕГІОНАЛЬНОГО УПРАВЛІННЯ: ІНФОРМАЦІЙНІ СИСТЕМИ ДЛЯ АНАЛІЗУ ІННОВАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ	104
<i>Савіна С.С., Дрончак О.В., Мацішена С.М.</i> МОДЕЛЮВАННЯ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ТВАРИННИЦТВА У КРАЇНАХ ЄВРОПЕЙСЬКОГО СОЮЗУ	110
<i>Савчук Л.М., Бабошкін І.І., Савчук Р.В.</i> АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ І СЕЛЕКЦІЇ ПРОЄКТІВ В ІТ	116
<i>Савчук Л.М., Долгушин І.В.</i> МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ЗАХИСТУ ІНФОРМАЦІЇ У КОНТЕКСТІ ЗАВДАНЬ УПРАВЛІНСЬКОГО ОБЛІКУ НА ПІДПРИЄМСТВІ	121
<i>Савчук Л.М., Ковальчук Є.В.</i> ОСНОВНІ ЗАДАЧІ І ЕТАПИ ФОРМУВАННЯ ПОВЕДІНКОВОЇ СТРАТЕГІЇ УЧАСНИКІВ РИНКУ ІТ	126
<i>Савчук Л.М., Олексієнко Є.В.</i> ЦІНОВА СТРАТЕГІЯ ЯК ФАКТОР ВПЛИВУ НА ЕФЕКТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ ФІНАНСОВИХ РЕСУРСІВ ПІДПРИЄМСТВА	131

ІНСТРУМЕНТИ ТА МЕТОДИ УПРАВЛІННЯ ДАНИМИ: ОРГАНІЗАЦІЯ, БЕЗПЕКА, ВИКОРИСТАННЯ, ОБМІН, АРХІВУВАННЯ

<i>Андрос С.В.</i> НАПРЯМИ ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ КРЕДИТНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТОВАРОВИРОБНИКІВ	137
<i>Богущький Д.В., Горбова О.В.</i> КОНТЕКСТНЕ ДОКУМЕНТУВАННЯ АРІ: ЯК ВРАХОВУВАТИ ПОТРЕБИ КОРИСТУВАЧІВ	142
<i>Ілляшенко С.М., Ронь Я.О.</i> ОЦІНЮВАННЯ СТАНУ ЦИФРОВОЇ ГОТОВНОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ СФЕРИ ПОСЛУГ УКРАЇНИ	147
<i>Ковальчук К.Ф., Ковальчук Д.К.</i> АНАЛІЗ ВІДПОВІДНОСТІ ВИДІВ КОНЦЕНСУСУ В СМАРТ-КОНТРАКТАХ ВИМОГАМ БІЗНЕС-ПРОЦЕСІВ: ІНТЕГРАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЇ БЛОКЧЕЙНУ У БІЗНЕС-АДМІНІСТРУВАННЯ	151
<i>Lozovska Lyudmila, Tereshchenko Elina.</i> INFORMATION SYSTEM FOR DETERMINING THE OPTIMAL MOMENT OF SUPPLY IN CONDITIONS OF UNDETERMINATION OF DEMAND VALUE	161
<i>Прокоф'єва К.А., Решетілова О.М.</i> АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ «ДОК ПРОФ» У ДНІПРОПЕТРОВСЬКІЙ ОБЛАСНІЙ ДЕРЖАВНІЙ АДМІНІСТРАЦІЇ	167

MATHEMATICAL MODELING OF PULSATING BRAKING OF A MINE LOCOMOTIVE DURING A LONG DESCENT

Monia A.H.

PhD, associate professor,

associate professor of the Department of Economic Informatics

Ukrainian State University of Science and Technology

Dnipro, Ukraine

Matsko V.Y.

specialty 126 – Information Systems and Technologies, 1st year

Ukrainian State University of Science and Technology

Dnipro, Ukraine

Abstract. Mathematical modeling of the process of braking a mine locomotive with a disc brake on a long slope with a non-linear braking moment was carried out.

Keywords: mine locomotive, disk brake, frictional pair, relative sliding, clutch coefficient.

Introduction. The applied braking force and the dynamics of the mine locomotive drive during braking are primarily determined by the coupling of the wheels with the rails. The braking force under the influence of static and dynamic factors that occur during locomotive braking is statistical in nature and arises as a result of the frictional interaction between the wheel and the rail [1].

Since the appearance of the first locomotives, numerous studies have been conducted aimed at studying the adhesion of the wheel to the rail as a physical phenomenon, hypotheses of the formation of the adhesion force in various operating conditions have been introduced. Taking into account the influence of the state of the surfaces of the friction pair, the physical properties of the materials, the speed of movement, the geometry of the wheel rims and the track profile, and the normal load, the average values of the coefficient of adhesion were determined, which were used for operational calculations. The influence of the undercarriage parameters and suspension properties of the mine locomotive on the traction force and braking characteristics was studied in detail [2].

In [3], it is proposed to improve the traction and braking characteristics of a mine locomotive by using an elastic bushing assembly, which includes rubber-metal elements. In work [4], a mathematical model of disc brake braking of a mine locomotive on a rectilinear horizontal section of the rail track was developed and tested, which describes the forced oscillations of the elements of the wheel-motor unit, taking into account the nonlinear characteristics of the interaction of the wheel-rail friction pair. The work [5] describes the study of the process of braking a mining locomotive on a horizontal rail track with a disc brake, which creates a pulsating braking moment on the axis of the wheel pair, in order to realize the maximum possible coefficient of adhesion of the wheels to the rails, recommendations are given for the analytical selection of the braking moment for different states of the rail track, constructive conceptual solutions for the production of a disc brake that creates a pulsating braking moment are proposed.

The monograph [6] is devoted to the substantiation of the parameters of the braking system of the mine locomotive, which ensure an increase in the values of the braking force realized by the locomotive and the stability of movement in the track, as well as the development of methodological recommendations for the selection of rational parameters of braking devices.

The braking moment created on the wheel by the wheel-pad brake depends on the speed of the mining locomotive, the condition of the rail track and the heating of the brake pad, which does not allow to fully realize the possible coupling coefficient. Disc brakes used in transport systems do not have this drawback. Research aimed at determining the rational parameters of the disc brake of a mining locomotive, studying the dynamics of the drive during the braking process, will contribute to increasing traffic safety, increasing the carrying capacity of internal mine transport, and the development of mining engineering in Ukraine.

Presentation of the main material. Forced oscillations of the wheel-motor unit of a mining locomotive during braking on a straight section of a rail track with a slope by a disc brake, taking into account the nonlinear characteristic of the interaction of the wheel-rail friction pair, can be described by a system of six differential equations of the second order

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

where m_s is the mass of the rolling stock; m_3 , m_4 are combined masses of the corresponding wheels; y , y_3 , y_4 are linear movements of the locomotive and the corresponding wheels; \dot{y} , \dot{y}_3 , \dot{y}_4 are linear speeds; \ddot{y} , \ddot{y}_3 , \ddot{y}_4 are linear accelerations; C_{y3} , C_{y4} are stiffness coefficients of the corresponding elastic elements; β_{y3} , β_{y4} are coefficients of viscous internal resistance of the corresponding elastic elements; $C_{\phi3}$, $C_{\phi4}$ are stiffness coefficients of the corresponding semi-axes of the wheel-motor unit; $\beta_{\phi3}$, $\beta_{\phi4}$ are coefficients of viscous internal resistance of the corresponding half-axes of the wheel-motor unit; β is angle of inclination of the track (positive when moving uphill and negative when moving downhill); $F_3 = \psi_3(S_3)(m_l g/8) \cos \beta$, $F_4 = \psi_4(S_4)(m_l g/8) \cos \beta$ are traction forces of the corresponding wheels; ψ_3 , ψ_4 are the coupling coefficients of the corresponding wheels; S_3 , S_4 are relative slips of the corresponding wheels; g is acceleration of free fall; I_2 is combined moment of inertia of the gearbox, disc brake and engine relative to the axis of the wheel pair corresponding to one wheel pair (depends on the location of the disc brake); I_3 , I_4 are combined moments of inertia of the corresponding wheels relative to the axis of the wheel pair; ϕ_2 , ϕ_3 , ϕ_4 are angular coordinates of the output shaft of the gearbox and the corresponding angular accelerations of the corresponding wheels; $\dot{\phi}_2$, $\dot{\phi}_3$, $\dot{\phi}_4$ are angular velocities; $\ddot{\phi}_2$, $\ddot{\phi}_3$, $\ddot{\phi}_4$ are

angular accelerations; r is the radius of the rolling circle of the wheels; M_t is the braking moment on the output shaft of the gearbox (in the case of the location of the disc brake on the motor shaft $M_t = u M'_t / 2$ where u is gear ratio of the reducer; M'_t is braking moment on the motor shaft).

Coefficients of adhesion of wheels with rails ψ_3 and ψ_4 are functions of the relative slips of the corresponding wheels and are found by the formula [7]

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

where k_1, k_2, k_3, k_4 are numerical coefficients of the mechanical characteristics of the wheel-rail friction pair (depend on the condition of the rail track); S is relative sliding of the wheel on the rail (negative in the braking mode and positive in the acceleration mode).

The relative slips at any moment of time can be determined by formulas

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

At small track inclination angles ($|\beta| \leq 5^\circ$)

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

where i is track slope (positive when moving uphill and negative when moving downhill).

Let's find the maximum absolute value of the sine of the angle of inclination of the track, at which the temperature of the working surface of the brake disc will not exceed the permissible value T_d (according to the operating conditions of the friction pair) after the locomotive, moving downhill with the engines turned off, has passed the path y at a constant speed v at a given composition mass. We will assume that of the braking means, only the disc brake of each drive trolley is used.

At the first stage, the task is reduced to determining the maximum axial force N_{max} , in which after a period of time $t = y/v$ the temperature of the friction surface of a brake disc rotating at a constant angular velocity $\omega = (v/r)u$, at the initial temperature $T_n = 25$ °C will not exceed T_d . For this we will use the formula [8]

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

where $\rho = r/R_2$ is dimensionless radius; r is current radius; R_2 is the outer radius of the disc; $Fo = a_1 t / R_2^2$ is Fourier criterion (dimensionless time); $a_{1,2} = \lambda_{1,2} / c_{1,2} \gamma_{1,2}$ are thermal conductivity coefficients; λ_1, λ_2 are thermal conductivity coefficients; c_1, c_2 are specific heat capacities; γ_1, γ_2 are density; t is current time; $Bi_{1,2} = (\sigma_{1,2} / \lambda_{1,2}) R_2$ are Bio criterions; σ_1, σ_2 are heat transfer coefficients, which take into account the specific conditions of the heat transfer process; $V_{0,1,2}(v_n \rho)$ are the kernels of the finite integral Hankel transform, which has the form

$$V_{0,1,2}(v_n \rho) = (Bi_{1,2} Y_0(v_n) - v_n Y_1(v_n)) J_0(v_n \rho) + \\ + (v_n J_1(v_n) - Bi_{1,2} J_0(v_n)) Y_0(v_n \rho);$$

v_n are proper numbers; J_0, Y_0 is Bessel functions, respectively, of the first and second kind of zero order; J_1, Y_1 are Bessel functions of the first and second kind of the first order, respectively; $\rho_1 = R_1 / R_2$; R_1 is the inner radius of the disk;

$Ki = \frac{q(t) R_2}{(T_d - T_n) \lambda_1}$ is Kirpichev's criterion; $q(t) = \frac{M_t \omega}{t F} \int_0^t \left(1 - \frac{\tau}{t}\right) d\tau$ is heat flow;

$M_t = \mu N_{max} R_e$ is the braking torque that occurs in a disc brake; μ is coefficient of friction for a pair of disc and friction pad materials; $R_e = \frac{2}{3} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \frac{\alpha}{\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}$ is equivalent friction radius; α is the central corner of the annular sector of the friction pad; t_t is braking time; $F = \alpha(R_2^2 - R_1^2)/2$ is contact area; $\varphi_{1,2}$ are values that are calculated by formulas

$$\varphi_1 = \alpha_{\text{TH}} \kappa e^{-v_n^2 Fo} \left(\frac{1}{\sqrt{\pi Fo}} - (1 - \kappa) Bi_1 e^{\kappa^2 Bi_1^2 Fo} \operatorname{erfc}((1 - \kappa) Bi_1 \sqrt{Fo}) \right),$$

$$\varphi_2 = \frac{(1 - \alpha_{\text{TH}}) \sqrt{a} e^{-a v_n^2 Fo}}{\lambda \sqrt{\pi Fo}};$$

$\alpha_{\text{TH}} = \sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} / (\sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2})$ is coefficient of distribution of heat flows, which shows how much of the heat generated during friction is transferred to the brake disc; $\kappa = \alpha/2\pi$; $\operatorname{erfc} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty e^{-\tau^2} d\tau = 1 - \operatorname{erf} x$; $\operatorname{erf} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-\tau^2} d\tau$ is integral of probabilities; $a = a_2/a_1$; $\lambda = \lambda_2/\lambda_1$.

Next, let's substitute the value of the braking torque into the system of differential equations M'_t , which corresponds N_{max} . For a disc brake with a multi-sector disc, we use the formula

$$\begin{aligned} M'_T &= \frac{2}{u} (M_0 - A \sin(\alpha \varphi_2)) = M'_0 - A' \sin(\alpha' \varphi_1) = \\ &= M'_0 \left(1 - A^* \sin(\alpha' \varphi_1) \right) = M'_0 \left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \sin(\alpha' \varphi_1) \right) \quad (\mu_1 > \mu_2), \quad (6) \end{aligned}$$

where M_0 is constant component of the braking moment on the axis of the wheel pair; A is the amplitude of fluctuations of the variable component of the braking

moment on the axis of the wheel pair; α is the number of sinusoidal periods for one turn of the wheel pair; $M'_0 = 2M_0/u$ is constant component of the braking moment on the motor shaft; $A' = 2A/u$ is amplitude of oscillations of the variable component of the braking moment on the motor shaft; $\alpha' = \alpha/u$ is the number of sinusoidal periods per revolution of the motor shaft; μ_1, μ_2 are coefficients of friction for two pairs of disc materials and friction linings.

The system of differential equations (1) taking into account formulas (2), (3), (6) is nonlinear, since the unknown functions are included in it nonlinearly. It is a mathematical model of the braking of a mining locomotive with a disk brake on a long slope with a non-linear braking moment. Having integrated system (1) taking into account formulas (2), (3), (6), we will find the value of the sine of the angle of inclination of the track β , at which the speed of the locomotive will remain constant.

Calculations will be made with the following parameters of disc brakes with homogeneous and multi-sector brake discs. Disc brake with a uniform disc: disc material is steel 45 HB 415; friction lining material is 6KH-1; the inner radius of the disc's working area $R_1 = 9.3 \cdot 10^{-2}$ m; the outer radius of the disc's working area $R_2 = 1.7 \cdot 10^{-1}$ m; disc thickness $2b_1 = 2.5 \cdot 10^{-2}$ m; the form of friction linings is in the form of a ring sector with a central corner $\alpha = \pi/4$; thickness of friction linings $2b_2 = 1.1 \cdot 10^{-2}$ m. Disc brake with multi-sector disc: the number of sectors of the brake disc, alternately made of steel 45 HB 415 and gray cast iron SCH 15-32 HB 200, are eight; friction pads material is 6KH-1; the inner radius of the disc's working area $R_1 = 9.3 \cdot 10^{-2}$ m; the outer radius of the disc's working area $R_2 = 1.8 \cdot 10^{-1}$ m; disc thickness $2b_1 = 2.5 \cdot 10^{-2}$ m; the form of friction linings is in the form of a ring sector with a central corner $\alpha = \pi/4$; thickness of friction linings $2b_2 = 1.1 \cdot 10^{-2}$ m.

Calculation of the maximum axial force N_{max} for a multi-sector brake disc, we will assume that the disc is not divided into sectors and is made of either steel 45 HB 415 or gray cast iron SCH 15-32 HB 200. As an estimate, we will accept less of the obtained values.

With the selected parameters of a disc brake with a uniform disc, the mass of the rolling stock $m_s = 5 \cdot 10^4$ kg, track length $y = 1000$ m, speed $v = 3$ m/s and we will get rails covered with liquid coal mud $|\sin \beta| = 0.0139$, which corresponds $|i| \approx 13.9\%$. With multi-sector disc brake settings selected and the same output data $|\sin \beta| = 0.0152$, which corresponds $|i| \approx 15.2\%$. When the rails are wet, clean for a disc brake with a uniform disc and a disc brake with a multi-sector disc, we get, respectively $|\sin \beta| = 0.0172$, which corresponds $|i| \approx 17.2\%$ and $|\sin \beta| = 0.0188$, which corresponds $|i| \approx 18.8\%$. If the rails are sprinkled with sand crushed as a result of the previous trip, these values will be added accordingly $|\sin \beta| = 0.0185$, which corresponds $|i| \approx 18.5\%$ and $|\sin \beta| = 0.0198$, which corresponds $|i| \approx 19.8\%$. If the rails are sprinkled with sand, we will have accordingly $|\sin \beta| = 0.0192$, which corresponds $|i| \approx 19.2\%$ and $|\sin \beta| = 0.0207$, which corresponds $|i| \approx 20.7\%$. The absolute value of the relative slippage of the wheel on the rail will be 8.5% and 8.0%, respectively, for a disc brake with a uniform disc and a disc brake with a multi-sector disc with rails covered with liquid coal mud; with rails, wet, clean 6.1% and 5.5%; with rails sprinkled with sand crushed as a result of the previous trip, 3.1% and 2.8%; With rails sprinkled with sand 2.0 and 1.8.

Conclusions.

1. On the basis of the developed mathematical model, a comparative analysis of the braking of a mine locomotive on a long slope with a disc brake, which creates constant and pulsating sinusoidal braking moments on the axis of the wheel pair, was performed.

2. It was established that with the selected parameters of the disc brake with a multi-sector disc, the maximum absolute value of the track slope, at which the temperature of the working surface of the brake disc will not exceed the permissible value during a prolonged descent for the given track length, speed and mass of the train, will be greater than with the selected parameters of the disc brake with a uniform disc. For example, with a track length of 1000 m, a locomotive speed of 3 m/s, a train mass of $5 \cdot 10^4$ kg and wet, clean rails, the slope difference is equal to

1.6‰, which is 9.3% of the maximum absolute value of the slope corresponding to a disc brake with a uniform disc.

References:

1. Поляков, Н.С., & Новиков, Е.Е. (1973). *Динамика шахтного рельсового транспорта*. Наукова думка.

2. Ренгевич, А.А. (1961). Коэффициент сцепления шахтных электровозов. *Вопросы рудничного транспорта*, 5, 227–246.

3. Дерюгин, О.В. (1998). Динамическая модель шахтного локомотива с упруго-вязкими продольными связями в ходовой части. *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 3, 92–93.

4. Сердюк, А.А., & Мونها, А.Г. (2002). Разработка математической модели торможения шахтного локомотива дисковым тормозом. *Гірнична електромеханіка та автоматика*, 69, 127–132.

5. Monia, A.G. (2019). Mathematical modeling of shaft locomotive braking with a pulsing brake moment for determining the characteristics of its drive. *Гірнична електромеханіка та автоматика*, 102, 49–53.

https://gea.nmu.org.ua/ua/ntz/archive/102/102_10.pdf

6. Таран, И.А., & Новицкий, А.В. (2014). *Тормозные устройства шахтных локомотивов: монографія*. Національний гірничий університет.

<https://core.ac.uk/download/pdf/48405061.pdf>

7. Процив, В.В., & Мونها, А.Г. (2003). Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения. *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 2, 95–97.

8. Мونها, А.Г. (2012) Интегрирование дифференциального уравнения теплопроводности для определения тепловой нагруженности дискового тормоза шахтного локомотива. *Науковий вісник Національного гірничого університету*, 3, 86–91.

<https://nvngu.in.ua/index.php/uk/component/jdownloads/finish/33-03/522-monia/0>

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:
УПРАВЛІННЯ ДАНИМИ, ХМАРНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА
ІНФОКОМУНІКАЦІЇ**

Збірник наукових праць
за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції
3-4 березня 2025 р.

Відповідальний редактор Л.І. Лозовська
Комп'ютерна верстка Л.В. Мала

Український державний університет науки і технологій

2025