

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:  
СУЧАСНІ ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ  
В УПРАВЛІННІ**

**Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій**

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:  
СУЧАСНІ ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ  
В УПРАВЛІННІ**

Збірник наукових праць  
за матеріалами Всеукраїнської науково-практичної  
інтернет-конференції  
3-4 березня 2026 р.

Дніпро  
2026

**Організатори конференції:**

*кафедра економічної інформатики*

*Українського державного університету науки і технологій;*

*Національний університет «Запорізька політехніка».*

**Склад редакційної групи:**

*Бандоріна Л.М., Удачина К.О., Підгорна К.Д.*

Економічна кібернетика : сучасні інформаційні технології в управлінні : збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції, м. Дніпро, 3-4 березня 2026 р. Дніпро : УДУНТ, 2026. 260 с.

Збірник наукових статей за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції, присвяченої актуальним проблемам розвитку та впровадження сучасних інформаційних технологій у сфері управління, виробництва, логістики, фінансів, освіти та державного управління. Розглянуто теоретичні й прикладні аспекти побудови систем аналізу та підтримки прийняття обґрунтованих управлінських рішень, а також інструменти й методи оптимізації виробничих, логістичних і фінансових процесів. Особливу увагу приділено питанням цифрової трансформації в освіті, науці, промисловості та публічному управлінні, зокрема застосуванню цифрових платформ, аналітичних систем, технологій оброблення даних і моделювання складних соціально-економічних процесів.

Збірник призначено для науковців, викладачів, аспірантів, здобувачів вищої освіти, а також фахівців-практиків у галузі інформаційних технологій, економіки, управління та цифрової трансформації.

*Матеріали подано в авторській редакції.*

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

## ЗМІСТ

### СИСТЕМИ АНАЛІЗУ ТА ПРИЙНЯТТЯ ОБҐРУНТОВАНИХ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ

<i>Бандоріна Л.М., Кисельов В.І., Петречук Л.М.</i> КОНЦЕПЦІЯ РОЗРОБКИ СИСТЕМИ ОЦІНКИ ПОТЕНЦІАЛУ ПІДПРИЄМСТВА .....	7
<i>Білоцерківець В.В., Кабаченко Б.В., Кошевий М.В.</i> ГЛОБАЛЬНІ ВИКЛИКИ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ: ТЕОРЕТИКО-МЕТОДОЛОГІЧНІ ЗАСАДИ ДОСЛІДЖЕННЯ В УМОВАХ УТВЕРДЖЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО СУСПІЛЬСТВА.....	14
<i>Білоцерківець В.В., Романченко В.І., Переверзєв В.І.</i> ТЕОРЕТИКО-МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ РЕАЛІЗАЦІЇ УПРАВЛІННЯ ІНВЕСТИЦІЙНИМИ ПРОЄКТАМИ В КООРДИНАТАХ СТАНОВЛЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО СУСПІЛЬСТВА .....	21
<i>Головач Т.В., Боднар І.Р.</i> ЗАСТОСУВАННЯ АНАЛІЗУ ФІНАНСОВО-ЕКОНОМІЧНОГО СТАНУ ПІДПРИЄМСТВА ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ ЙОГО ПОКРАЩЕННЯ .....	28
<i>Головач Т.В., Шкапоїд Ю.М.</i> ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ПРОВЕДЕННЯ АНАЛІЗУ ДІЯЛЬНОСТІ КОМУНАЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВ З ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ .....	36
<i>Делієв С.К., Завгородня О.О.</i> ГІБРИДНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЕФЕКТИВНІСТЮ СМАРТ-ПРОЄКТІВ РЕГІОНАЛЬНОГО РОЗВИТКУ .....	46
<i>Жуковський Д.М.</i> ФОРМУВАННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ВИМІРЮВАННЯ ВАРТОСТІ ЗАЛУЧЕННЯ ТА ДОВГОСТРОКОВОЇ ЦІННОСТІ КЛІЄНТІВ У СИСТЕМІ ЮНІТ-ЕКОНОМІКИ .....	51
<i>Іщук С.О., Созанський Л.Й.</i> КЛАСТЕРИЗАЦІЯ РЕГІОНІВ УКРАЇНИ ЗА РІВНЕМ ІННОВАЦІЙНОЇ АКТИВНОСТІ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ .....	59
<i>Калініченко З.Д.</i> СТРАТЕГІЇ РЕОРГАНІЗАЦІЇ ЕКОНОМІЧНИХ СУБ'ЄКТІВ НА ОСНОВІ БІЗНЕС-МОДЕЛЮВАННЯ .....	66
<i>Лебедева В.К., Майборода А.С.</i> ЦИФРОВІ ТЕХНОЛОГІЇ ЯК ЧИННИК ОПТИМІЗАЦІЇ МІЖНАРОДНИХ ВАЛЮТНО-ФІНАНСОВИХ ТРАНЗАКЦІЙ .....	72
<i>Моня А.Г., Бойко А.Г.</i> ВИКОРИСТАННЯ BIG DATA В УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕННЯХ .....	77
<i>Моня А.Г., Музика Я.В.</i> ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ АНАЛІТИЧНІ СИСТЕМИ В УПРАВЛІННІ ПІДПРИЄМСТВОМ: СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ПРИЙНЯТТЯ ОБҐРУНТОВАНИХ РІШЕНЬ .....	85
<i>Підгорна К.Д., Удачина К.О., Підгорний В.О.</i> ОЦІНЮВАННЯ СМАРТПОТЕНЦІАЛУ ТЕРИТОРІЙ ЯК ОСНОВА ДЛЯ УХВАЛЕННЯ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ .....	91

<i>Савіна С.С., Леценко П.В.</i> ФРАНЧАЙЗИНГ ЯК ІНСТРУМЕНТ ЗНИЖЕННЯ РИЗИКІВ МАЛОГО БІЗНЕСУ: КЛАСИФІКАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ЗАКЛАДІВ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ .....	96
<i>Удачина К.О., Подольхов М.М.</i> ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ОБСЛУГОВУВАННЯ КЛІЄНТІВ У СФЕРІ ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙ УКРАЇНИ .....	102
<i>Ус С.А., Горб К.С.</i> ЗАСТОСУВАННЯ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ РОБОТИ МОЛОДШОГО МЕДИЧНОГО ПЕРСОНАЛУ .....	107
<i>Усенко М.П., Бандоріна Л.М.</i> ВПЛИВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ КРИЗИ НА РОЗВИТОК ХМАРНИХ ПОСЛУГ В УКРАЇНІ .....	112

## **ІНСТРУМЕНТИ І МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА, ЛОГІСТИКИ ТА ФІНАНСІВ**

<i>Андрос С.В.</i> ВПЛИВ ВОЄННИХ РИЗИКІВ НА КРЕДИТОСПРОМОЖНІСТЬ СУБ'ЄКТІВ АПК УКРАЇНИ .....	118
<i>Bandorina L., Zavorodnia O., Zavorodnii K.</i> UKRAINE'S EXPORT STRATEGY: COMPARATIVE ADVANTAGES, PRIORITY MARKETS AND TRANSPORT CORRIDORS .....	123
<i>Будяков Г.В.</i> ІТ-АУТСОРСИНГ ЯК ІНСТРУМЕНТ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ОРГАНІЗАЦІЇ .....	129
<i>Іванова М.В., Гончар Л.А.</i> ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ В СИСТЕМІ ПУБЛІЧНИХ ЗАКУПІВЕЛЬ .....	134
<i>Kudria Ya.V.</i> PECULIARITIES OF SOME OF THE FORMS OF INVESTING IN THE SUSTAINABLE DEVELOPMENT OF REGIONAL INDUSTRY .....	139
<i>Лозовська Л.І., Канищев І.А., Бакурова А.В.</i> НЕПЕРЕРВНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ПОСТАВОК З УРАХУВАННЯМ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ПОПИТУ .....	144
<i>Монія А.Г.</i> PARAMETER DETERMINATION FOR THE MANUFACTURING OF A HIGH-EFFICIENCY DISC BRAKE FOR A MINE LOCOMOTIVE .....	153
<i>Соколенко І.Ф., Бандоріна Л.М.</i> АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ АНАЛІТИКИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПРИВАТНОГО ПІДПРИЄМСТВА «ЗАВОД МЕТАЛОМОНТАЖ» .....	159
<i>Соломенний О.О.</i> КЛАСИФІКАЦІЙНА МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ ДЛЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНО-ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ .....	164
<i>Циплаков А.І., Топоркова О.А.</i> ІНСТРУМЕНТИ ПІДТРИМКИ ПЛАТОСПРОМОЖНОСТІ ТА ФІНАНСОВОЇ СТІЙКОСТІ ПІДПРИЄМСТВ В УМОВАХ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ .....	170

# PARAMETER DETERMINATION FOR THE MANUFACTURING OF A HIGH-EFFICIENCY DISC BRAKE FOR A MINE LOCOMOTIVE

*Monia A.G.*

*PhD, associate professor,*

*associate professor of the Department of Physics and Applied Mathematics*

*Ukrainian State University of Science and Technologies*

*Dnipro, Ukraine*

**Abstract.** The comparative mathematical analysis of realisation of the greatest possible factor of coupling of wheels with rails is carried out at braking of the mine locomotive by the disk brake creating the constant and pulsing brake moments on an axis of wheel pair. It is shown, that at the pulsing brake moment time of braking and a brake way of the mine locomotive decreases.

**Keywords:** locomotive haulage, braking force, braking torque, adhesion coefficient, disc brake, friction pair.

**Introduction.** Locomotive haulage is the main modern mode of transport in coal mines and provides more than 70% of cargo transportation by contact and battery locomotives. An increase in the productivity of mine rail transport is possible only with their high reliability.

The braking force, along with the traction force and the durability of the chassis elements, are the main characteristics that determine the efficient operation of a mine locomotive.

A steel or lined wheel is used as an actuator for the drive of a mine locomotive, which, when interacting with the rail, forms a friction pair. Undercarriage suspension system is the least durable link in a mine locomotive's mechanical system. Reliability and durability of units and parts of the running gear, stability and safety of movement, traction and braking force depend on it.

When designing new mine locomotives and assessing the performance of currently used ones, it is necessary to take into account the peculiarities of their

operation [1], which are characterized by frequent starts and stops, imperfection of the running gear (the presence of gaps in the axle box and the drive), low coefficient of adhesion (contamination of the rail track surface), the absence of traction control systems, severe dimensional restrictions, etc.

During operation of a mine locomotive, its running gear is a dynamic object, where vibrations are excited due to both the kinematic characteristics of the vehicle and inertial disturbances. Large dynamic loads arise in the drive elements and the running gear, due to the specific rolling process of the wheels, rigidly connected to each other by means of an axle in wheel pairs, along the track surface.

The use of elastic axlebox units, including rubber-metal elements, installed between the surfaces of the guide frame of the locomotive and the side surface of the axlebox unit [2], made it possible to reduce dynamic loads.

The operating characteristics of the wheel-motor unit and the suspension system of the mine locomotive in the process of acceleration and stationary motion were investigated by means of mathematical modeling in [3]. It also shows the advantages of an elastic axlebox unit with rubber-metal elements.

The work [1] describes a mathematical model of the movement of a mine locomotive under conditions of braking with a wheel-shoe brake. It is shown that the choice of rational parameters of a wheel-shoe brake with a sectional brake shoe makes it possible to increase the productivity and safety of locomotive haulage.

In [4, 5], a study of the process of braking a mine locomotive with a disc brake, which creates a pulsating braking torque on the axle of a wheelset, was carried out in order to realize the maximum possible coefficient of adhesion of wheels to rails. Recommendations are given for the analytical selection of the braking torque for various states of the track. Constructive conceptual solutions for the manufacture of a disc brake with a multi-sector disc, which creates a pulsating braking torque, are proposed.

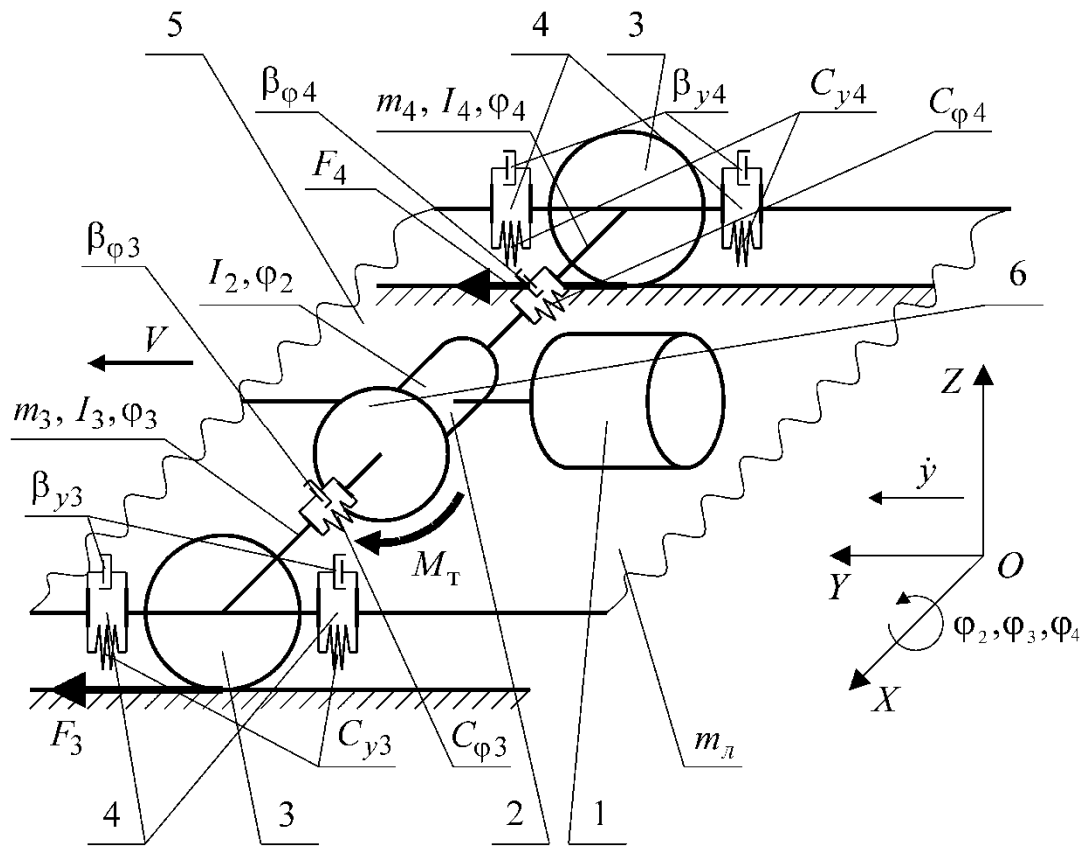
**Article purpose** is to calculate the optimal parameters of the drive of a mine locomotive by means of mathematical modeling during braking with a disc brake with a multi-sector disc under real operating conditions.

**Main part.** Forced oscillations of the wheel-motor unit of a mine locomotive (Fig. 1) during braking with a disc brake on a straight horizontal section of a rail track, taking into account the nonlinear characteristic of the interaction of a friction wheel-rail pair, can be described by a system of six second-order differential equations [5]

$$\left. \begin{aligned}
 (m_c/4 - m_3 - m_4)\ddot{y} &= -\left[ C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + C_{y4}(y - y_4) + \right. \\
 &\quad \left. + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) \right], \\
 m_3\ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3), \\
 m_4\ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4), \\
 I_3\ddot{\varphi}_3 &= -\left[ C_{\varphi3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + rF_3(S_3) \right], \\
 I_4\ddot{\varphi}_4 &= -\left[ C_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) + rF_4(S_4) \right], \\
 I_2\ddot{\varphi}_2 &= C_{\varphi3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) - \\
 &\quad - uM'_b/2,
 \end{aligned} \right\} (1)$$

where,  $m_c$  is the mass of the composition;  $m_3$ ,  $m_4$  are reduced 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 velocities;  $\ddot{y}$ ,  $\ddot{y}_3$ ,  $\ddot{y}_4$  are linear acceleration;  $C_{y3}$ ,  $C_{y4}$  are the stiffness coefficients of the corresponding elastic elements;  $\beta_{y3}$ ,  $\beta_{y4}$  are coefficients of viscous internal resistance of the corresponding elastic elements;  $C_{\varphi3}$ ,  $C_{\varphi4}$  are the stiffness coefficients of the corresponding axle shafts of the wheel-motor unit;  $\beta_{\varphi3}$ ,  $\beta_{\varphi4}$  are coefficients of viscous internal resistance of the corresponding axles of the wheel-motor unit;  $F_3$ ,  $F_4$  are adhesion forces of the corresponding wheels;  $F_3 = \psi_3(S_3)m_l g/8$ ,  $F_4 = \psi_4(S_4)m_l g/8$  are traction forces of the respective wheels;  $\psi_3 = k_1 \left[ th(k_2 S_3) - k_3 S_3 + k_4 S_3^3 \right]$ ,  $\psi_4 = k_1 \left[ th(k_2 S_4) - k_3 S_4 + k_4 S_4^3 \right]$  are coefficients of adhesion of the corresponding wheels (in the braking mode take

negative values) [5];  $k_1, k_2, k_3, k_4$  are numerical coefficients of the mechanical characteristics of the friction pair;  $S_3 = (\dot{\varphi}_3 r - \dot{y}_3) / \dot{y}_3$ ,  $S_4 = (\dot{\varphi}_4 r - \dot{y}_4) / \dot{y}_4$  are



**Fig. 1. Design diagram of a mine locomotive with a disc brake on the axle of a wheelset**

1 – traction motor; 2 – reducer; 3 – wheelset; 4 – elastic elements; 5 – drive carriage frame; 6 – disc brake

relative slip of the corresponding wheels;  $I_2$  is reduced moment of inertia of the gearbox, disc brake and engine relative to the axis of the wheelset, corresponding to one wheelset (depends on the location of the disc brake);  $I_3, I_4$  are reduced moments of inertia of the corresponding wheels relative to the axis of the wheelset;  $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  are angular coordinates of the output shaft of the gearbox (axle of the wheel pair) and the corresponding wheels;  $\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$  are angular velocities;  $\ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$  are angular acceleration;  $r$  is the radius of the wheel rolling circle;  $m_l$  is the mass of the

locomotive;  $g$  is acceleration of gravity;  $u$  is gear ratio of the reducer;  $M'_b$  is the moment of braking on the motor shaft.

Let us determine the number of sectors of the brake disc made alternately of 45 HB 415 steel and gray cast iron SCh 15-32 HB 200 in such a way that under real operating conditions the braking distance is minimal. Let us assume that brake pad linings in the form of an annular sector with a central angle  $\alpha = \pi/4$  are made of 6KX-1 friction material (cold-formed press material). The friction coefficients for the indicated pairs of disc and friction lining materials are 0.535 and 0.41, respectively [6].

The dependence of the pulsating braking torque on the motor shaft on the angular coordinate of the motor shaft  $\varphi_1$  can be described with a sufficient degree of accuracy by the expression [5]

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

where,  $M_0$ ,  $M'_0$  are the constant components of the braking moments, respectively, on the axle of the wheelset and on the motor shaft;  $n$ ,  $n'$  are the number of periods of a sinusoid per revolution, respectively, of the wheelset axle and the engine shaft;  $A$ ,  $A'$  are amplitudes of oscillations of variable components of the braking moments on the axle of the wheelset and on the engine shaft;  $A^* = A'/M'_0 = (\mu_1 - \mu_2)/(\mu_1 + \mu_2)$ ;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  are coefficients of friction for two pairs of disc materials and friction linings.

The system of differential equations (1), taking into account formula (2), was integrated by the Runge-Kutta method using the standard software package «Mathematica» for four states of the rails (covered with sand; covered with sand crushed as a result of a previous trip; wet, clean; covered with liquid coal mud).

The calculation results show that for all four states of the rail track, the braking distance will be minimal when the number of sectors of the brake disc is equal to six.

## **Conclusions.**

1. On the basis of mathematical modeling of the process of braking a mine locomotive with a disc brake with a multi-sector disc, the optimal dynamic and kinematic characteristics of its drive are calculated for given initial data.

2. It has been established that for four states of the rails (covered with sand; covered with sand crushed as a result of a previous trip; wet, clean; covered with liquid coal mud) the braking distance will be minimal when the number of sectors of the brake disc is equal to six.

## **References**

1. Тормозные устройства шахтных локомотивов: монография / И.А. Таран, А.В. Новицкий; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2014. – 205 с.

2. Пат. № 32976 А України. Буксове підвішування колісної пари локомотива / В.В. Мішин, О.В. Дерюгін // Відкриття. Винаходи. –2001. – №1. – С.25.

3. Дерюгин О.В., Зиборов К.А., Сердюк А.А. Определение динамических характеристик ходовой части шахтного локомотива с упругим буксовым узлом в переходных режимах // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.- техн. зб. – 2002. - Вип. 68. – С. 100-104.

4. Таран И.А. Математическая модель движения рудничного локомотива в условиях торможения. // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 3 (12). – С. 47 – 49.

5. Monia A.G. Mathematical modeling of shaft locomotive braking with a pulsing brake moment for determining the characteristics of its drive // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – Дніпро, 2019. – Вип. 102. – С. 49-53.

6. Сердюк А.А., Моня А.Г. Торможение шахтного локомотива дисковым тормозом с многосекторным диском // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, 2004. – С. 241-246.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:  
СУЧАСНІ ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ  
В УПРАВЛІННІ**

Збірник наукових праць  
за матеріалами Всеукраїнської науково-практичної  
інтернет-конференції  
3-4 березня 2026 р.

Відповідальний редактор Л.М. Бандоріна  
Комп'ютерна верстка К.Д. Підгорна

Український державний університет науки і технологій

2026