УДК 622.625.28 https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.118

© А.Г. Моня[1]
[1] Український державний університет науки і технологій, Дніпро, Україна

ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА НА ЗАТЯЖНОМУ УКЛОНІ ПУЛЬСУЮЧИМ ГАЛЬМІВНИМ МОМЕНТОМ

© A. Monia[1]
[1] Ukrainian State University of Science and Technology, Dnipro, Ukraine

EFFICIENCY OF MINE LOCOMOTIVE BRAKING ON PROLONGED SLOPE BY PULSATING BRAKING TORQUE

Метою роботи є розробка математичної моделі та дослідження процесу гальмування шахтного локомотива дисковим гальмом на затяжному ухилі при нелінійному гальмівному моменті.

Методи дослідження. Вимушені коливання елементів колісно-моторного блоку (КМБ) шахтного локомотива в процесі гальмування дисковим гальмом досліджені методами диференціального числення та математичного моделювання. При аналітичному розв'язанні диференціального рівняння теплопровідності в циліндричних координатах використані інтегральні перетворення Лапласа, Ханкеля з застосуванням теорії узагальнених змінних і методу подібності.

Результати. Доведено, що пульсуючий синусоїдальний гальмівний момент, створюваний на осі колісної пари, що дорівнює сумі сталої складової та амплітуди коливань змінної складової, помноженій на синус добутку числа періодів синусоїди за один оберт колісної пари на її кутову координату, забезпечує більш високі гальмівні характеристики шахтного локомотива на затяжному ухилі, ніж сталий гальмівний момент. Показано, що максимальне абсолютне значення ухилу колії, при якому температура робочої поверхні гальмівного диска не перевищить допустиме значення під час затяжного спуску для заданих довжини колії, швидкості та маси складу, при пульсуючому гальмівному моменті буде більше для різних станів рейкової колії.

Наукова новизна. Вперше розроблено математичну модель гальмування шахтного локомотива на затяжному ухилі дисковим гальмом, що створює на осі колісної пари пульсуючий гальмівний момент, який залежить від її кутової координати, з урахуванням нелінійної залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання, на базі якої показано ефективність дискового гальма з багатосекторним диском у порівнянні з дисковим гальмом з однорідним диском на затяжному ухилі при різних станах колії.

Практична значимість. Результати досліджень дозволяють встановити при вибраних параметрах дискового гальма з багатосекторним диском та дискового гальма з однорідним диском максимальне абсолютне значення ухилу колії, при якому температура робочої поверхні гальмівного диска не перевищить допустиме значення під час затяжного спуску для заданих довжини колії, швидкості та маси складу при різних станах рейкової колії.

Ключові слова: *шахтний локомотив, дискове гальмо, фрикційна пара, відносне ковзання, коефіцієнт зчеплення.*

Вступ. Сила гальмування, що реалізується і динаміка приводу шахтного локомотива при гальмуванні визначаються в першу чергу зчепленням коліс з рейками. Гальмівна сила під впливом статичних і динамічних факторів, що мають місце при гальмуванні локомотива, носить статистичний характер і виникає в результаті фрикційної взаємодії колеса і рейки [1].

З моменту появи перших локомотивів проводилися численні дослідження, спрямовані на вивчення зчеплення колеса з рейкою як фізичного явища, вводилися гіпотези формування сили зчеплення в різних експлуатаційних умовах. З урахуванням впливу на величину сили зчеплення стану поверхонь фрикційної пари, фізичних властивостей матеріалів, швидкості руху, геометрії бандажу коліс та профілю колії, нормального навантаження визначалися середні значення коефіцієнта зчеплення, які використовувалися для експлуатаційних розрахунків. Детально вивчався вплив параметрів ходової частини і властивостей підвіски шахтного локомотива на силу зчеплення та гальмівні характеристики [2].

У роботі [3] запропоновано поліпшити тягово-гальмівні характеристики шахтного локомотива шляхом застосування пружного буксового вузла, що включає гумометалеві елементи. У роботі [4] розроблено та апробовано математичну модель гальмування шахтного локомотива дисковим гальмом на прямолінійній горизонтальній ділянці рейкового шляху, яка описує вимушені коливання елементів колісно-моторного блоку, з урахуванням нелінійної характеристики взаємодії фрикційної пари колесо-рейка. У роботі [5] описано дослідження процесу гальмування шахтного локомотива на горизонтальному рейковому шляху дисковим гальмом, що створює пульсуючий гальмівний момент на осі колісної пари, з метою реалізації максимально можливого коефіцієнта зчеплення коліс з рейками, надано рекомендації щодо аналітичного вибору гальмівного моменту для різних станів рейкової колії, запропоновано конструктивні концептуальні рішення з виготовлення дискового гальма, що створює пульсуючий гальмівний момент.

Монографія [6] присвячена обґрунтуванню параметрів гальмівної системи шахтного локомотива, які забезпечують підвищення значень гальмівної сили, що реалізується локомотивом, і стійкості руху в колії, а також розробці методичних рекомендацій щодо вибору раціональних параметрів гальмівних пристроїв.

Актуальність досліджень. Гальмівний момент, створюваний на колесі колісно-колодковим гальмом, залежить від швидкості руху шахтного локомотива, стану рейкової колії та нагрівання гальмової колодки, що не дозволяє повною мірою реалізовувати можливий коефіцієнт зчеплення. Застосовувані в транспортних системах дискові гальма не мають цього недоліку. Дослідження, спрямовані на визначення раціональних параметрів дискового гальма шахтного локомотива, вивчення динаміки привода в процесі гальмування, будуть сприяти підвищенню безпеки руху, збільшенню провізної спроможності внутрішньошахтного транспорту, розвитку гірничого машинобудування України.

Вимушені коливання колісно-моторного блоку шахтного локомотива в процесі гальмування на прямолінійній ділянці рейкової колії, що має ухил, дисковим гальмом з урахуванням нелінійної характеристики взаємодії фрикційної пари колесо-рейка можуть бути описані системою шести диференціальних рівнянь другого порядку

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

де m_c – маса складу; m_3, m_4 – зведені маси відповідних коліс; y, y_3, y_4 – лінійні переміщення локомотива і відповідних коліс; $\dot{y}$, $\dot{y}_3$, $\dot{y}_4$ – лінійні швидкості; $\ddot{y}$, $\ddot{y}_3$, $\ddot{y}_4$ лінійні прискорення; C_{y3}, C_{y4} – коефіцієнти жорсткості відповідних пружних елементів; β_{y3}, β_{y4} – коефіцієнти в'язкого внутрішнього опору відповідних еластичних елементів; $C_{\varphi3}$, $C_{\varphi4}$ – коефіцієнти жорсткості відповідних півосей колісно-моторного блоку; $\beta_{\varphi3}$, $\beta_{\varphi4}$ – коефіцієнти в'язкого внутрішнього опору відповідних півосей колісно-моторного блоку; β – кут нахилу колії (додатний при русі на підйом та від'ємний при русі на спуск); $F_3=\psi_3\left(S_3\right)\left(m_l g/8\right)\cos\beta$, $F_4=\psi_4\left(S_4\right)\left(m_l g/8\right)\cos\beta$ – сили зчеплення відповідних коліс; ψ_3, ψ_4 – коефіцієнти зчеплення відповідних коліс; S_3, S_4 – відносні ковзання відповідних коліс; g – прискорення вільного падіння; I_2 – зведений момент інерції редуктора, дискового гальма та двигуна відносно осі колісної пари, що відповідає одній колісній парі (залежить від місця розташування дискового гальма); I_3, I_4 – зведені моменти інерції відповідних коліс відносно осі колісної пари; φ_2, φ_3, φ_4 – кутові координати вихідного валу редуктора та відповідних коліс; $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}_3$, $\dot{\varphi}_4$ – кутові швидкості; $\ddot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}_3$, $\ddot{\varphi}_4$ – кутові прискорення; r – радіус круга катання коліс; M_t – момент гальмування на вихідному валу редуктора (у випадку розташування дискового гальма на валу двигуна $M_t=u\,M_t'/2$ де u – передаточне число редуктора; M_t' – момент гальмування на валу двигуна).

Коефіцієнти зчеплення коліс з рейками ψ_3 і ψ_4 є функціями відносних ковзань відповідних коліс і знаходяться за формулою [7]

$$\psi=k_1\Big[\,th\left(k_2S\right)-k_3S+k_4S^3\Big]\ ,\qquad(2)$$

де k_1, k_2, k_3, k_4 – числові коефіцієнти механічної характеристики фрикційної пари колесо-рейка (залежать від стану рейкової колії); S – відносне ковзання колеса по рейці (від'ємне в режимі гальмування і додатне в режимі розгону).

Відносні ковзання у будь-який момент часу можуть бути визначені за формулами

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

При малих кутах нахилу колії ($|\beta| \le 5°$)

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

де i – ухил колії (додатний при русі на підйом і від'ємний при русі на спуск).

Знайдемо максимальне абсолютне значення синуса кута нахилу колії, при якому температура робочої поверхні гальмівного диска не перевищить допустиме значення T_d (за умовами роботи фрикційної пари) після того, як локомотив, рухаючись на спуск з вимкненими двигунами, пройде шлях y з постійною швидкістю v при заданій масі складу. Будемо вважати, що з гальмівних засобів задіяно тільки дискове гальмо кожного приводного візка.

На першому етапі задача зводиться до визначення максимального осьового зусилля N_{max}, при якому через проміжок часу $t = y/v$ температура поверхні тертя гальмівного диска, що обертається з постійною кутовою швидкістю $\omega = \left(v/r\right)u$, при початковій температурі $T_n = 25$ °С не перевищить T_d. Для цього скористаємося формулою [8]

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

де $T_{1,\,2}$ – температура на поверхні тертя (тут і далі індекс 1 відноситься до диска, 2 до фрикційних накладок); $\theta_{1,2}$ – безрозмірна температура.

Безрозмірна температура в свою чергу знаходиться за формулою [8]

$$\theta_{1,\,2}\left(\rho,\,0,\,Fo\right) = \frac{2\pi Bi_{1,\,2}}{Bi_{1,\,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0\,1,\,2}\left(\nu_n \rho\right)\left(2 + \pi \rho_1 V_{0\,1,\,2}\left(\rho_1 \nu_n\right)\right)}{\nu_n\left(4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0\,1,\,2}\left(\rho_1 \nu_n\right)\right)} \times$$

$$\times \int_0^{Fo} Ki\left(Fo - \tau\right) \varphi_{1,\,2}\left(\nu_n,\,\tau\right) d\tau\,, \tag{5}$$

де $\rho = r/R_2$ – безрозмірний радіус; r – поточний радіус; R_2 – зовнішній радіус диска; $Fo = a_1 t/R_2^2$ – критерій Фур'є (безрозмірний час); $a_{1,\,2} = \lambda_{1,\,2}/c_{1,\,2}\gamma_{1,\,2}$ – коефіцієнти температуропровідності; λ_1, λ_2 – коефіцієнти теплопровідності; c_1, c_2 – питомі теплоємності; γ_1, γ_2 – густини; t – поточний час;

$Bi_{1,\,2} = \left(\sigma_{1,\,2}/\lambda_{1,\,2}\right) R_2$ критерій Біо; σ_1, σ_2 коефіцієнти тепловіддачі, які враховують конкретні умови процесу тепловіддачі; $V_{01,2}\left(\nu_n \rho\right)$ – ядро кінцевого інтегрального перетворення Ханкеля, яке має вигляд

$$V_{01,2}\left(\nu_n \rho\right) = \left(Bi_{1,2} Y_0\left(\nu_n\right) - \nu_n Y_1\left(\nu_n\right)\right) J_0\left(\nu_n \rho\right) + \\ + \left(\nu_n J_1\left(\nu_n\right) - Bi_{1,2} J_0\left(\nu_n\right)\right) Y_0\left(\nu_n \rho\right);$$

ν_n – властиві числа; J_0, Y_0 – функції Бесселя відповідно першого і другого роду нульового порядку; J_1, Y_1 – функції Бесселя відповідно першого і другого роду першого порядку; $\rho_1 = R_1/R_2$; R_1 – внутрішній радіус диска; $Ki = \dfrac{q(t)\ R_2}{\left(T_d - T_n\right)\ \lambda_1}$ – критерій Кирпичова; $q(t) = \dfrac{M_t\,\omega}{t_t\,F} \int\limits_0^t \left(1 - \dfrac{\tau}{t_t}\right) d\tau$ – тепловий потік; $M_t = \mu N_{max} R_e$ – гальмівний момент, що виникає у дисковому гальмі; μ – коефіцієнт тертя для пари матеріалів диска та фрикційної накладки; $R_e = \dfrac{2}{3} \dfrac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \dfrac{\alpha}{\sqrt{2\left(1 - \cos\,\alpha\right)}}$ – еквівалентний радіус тертя; α – центральний кут кільцевого сектора фрикційної накладки; t_t – час гальмування; $F = \alpha\left(R_2^2 - R_1^2\right)/2$ – площа контакту; $\varphi_{1,2}$ – величини, які обчислюються за формулами

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

$$\varphi_2 = \frac{\left(1 - \alpha_{\text{тп}}\right) \sqrt{a}\ e^{-a \nu_n^2 Fo}}{\lambda \sqrt{\pi Fo}};$$

$\alpha_{\text{тп}} = \sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1}\Big/\left(\sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2}\right)$ – коефіцієнт розподілу теплових потоків, що показує яка частина генерованого при терті тепла відводиться в гальмівний диск; $\kappa = \alpha/2\pi$; $\operatorname{erfc} x = \dfrac{2}{\sqrt{\pi}} \int\limits_x^\infty e^{-\tau^2} d\tau = 1 - \operatorname{erf} x$; $\operatorname{erf} x = \dfrac{2}{\sqrt{\pi}} \int\limits_0^x e^{-\tau^2} d\tau$ – інтеграл ймовірностей; $a = a_2/a_1$; $\lambda = \lambda_2/\lambda_1$.

Далі, підставимо в систему диференціальних рівнянь (1) значення гальмівного моменту M_t', що відповідає N_{max}. Для дискового гальма з багатосекторним диском використовуємо формулу

$$M'_{\text{т}} = \frac{2}{u}\left(M_0 - A\sin\left(\alpha\varphi_2\right)\right) = M'_0 - A'\sin\left(\alpha'\varphi_1\right) =$$

$$= M'_0\left(1 - A^*\sin\left(\alpha'\varphi_1\right)\right) = M'_0\left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2}\sin\left(\alpha'\varphi_1\right)\right) \quad \left(\mu_1 > \mu_2\right), \qquad (6)$$

де M_0 – постійна складова моменту гальмування на осі колісної пари; A – амплітуда коливань змінної складової моменту гальмування на осі колісної пари; α – число періодів синусоїди за один оберт колісної пари; $M'_0 = 2M_0/u$ – постійна складова моменту гальмування на валу двигуна; $A' = 2A/u$ – амплітуда коливань змінної складової моменту гальмування на валу двигуна; $\alpha' = \alpha/u$ – кількість періодів синусоїди за один оберт валу двигуна; μ_1, μ_2 – коефіцієнти тертя для двох пар матеріалів диска та фрикційних накладок.

Система диференційних рівнянь (1) з урахуванням формул (2), (3), (6) є нелінійною, оскільки невідомі функції входять до неї нелінійно. Вона являє собою математичну модель гальмування шахтного локомотива дисковим гальмом на затяжному ухилі при нелінійному гальмівному моменті. Проінтегрувавши систему (1) з урахуванням формул (2), (3), (6), знайдемо значення синуса кута нахилу колії β, при якому швидкість локомотива залишиться постійною.

Розрахунки проведемо при наведених нижче параметрах дискових гальм з однорідним і багатосекторним гальмівними дисками. Дискове гальмо з однорідним диском: матеріал диска – сталь 45 НВ 415; матеріал фрикційних накладок – 6КХ-1; внутрішній радіус робочої зони диска $R_1 = 9{,}3\cdot10^{-2}$ м; зовнішній радіус робочої зони диска $R_2 = 1{,}7\cdot10^{-1}$ м; товщина диска $2b_1 = 2{,}5\cdot10^{-2}$ м; форма фрикційних накладок – у вигляді кільцевого сектора з центральним кутом $\alpha = \pi/4$; товщина фрикційних накладок $2b_2 = 1{,}1\cdot10^{-2}$ м. Дискове гальмо з багатосекторним диском: кількість секторів гальмівного диска, виконаних по черзі зі сталі 45 НВ 415 та сірого чавуну СЧ 15-32 НВ 200, – вісім; матеріал фрикційних накладок – 6КХ-1; внутрішній радіус робочої зони диска $R_1 = 9{,}3\cdot10^{-2}$ м; зовнішній радіус робочої зони диска $R_2 = 1{,}8\cdot10^{-1}$ м; товщина диска $2b_1 = 2{,}5\cdot10^{-2}$ м; форма фрикційних накладок – у вигляді кільцевого сектора з центральним кутом $\alpha = \pi/4$; товщина фрикційних накладок $2b_2 = 1{,}1\cdot10^{-2}$ м.

Розрахунок максимального осьового зусилля N_{max} для багатосекторного гальмівного диска будемо проводити в припущенні, що диск не розбитий на сектори і виготовлений або зі сталі 45 НВ 415, або з сірого чавуну СЧ 15-32 НВ 200. В якості розрахункового приймемо менше з отриманих значень.

При вибраних параметрах дискового гальма з однорідним диском, масі складу $m_{\text{с}} = 5\cdot10^4$ кг, довжині колії $y = 1000$ м, швидкості $v = 3$ м/с і рейках, покритих рідким вугільним брудом, отримаємо $\left|\sin\beta\right| = 0{,}0139$, що відповідає

$|i| \approx 13{,}9$ ‰. При вибраних параметрах дискового гальма з багатосекторним диском і тих самих вихідних даних $|\sin\beta| = 0{,}0152$, що відповідає $|i| \approx 15{,}2$ ‰. При рейках мокрих, чистих для дискового гальма з однорідним диском і дискового гальма з багатосекторним диском отримаємо відповідно $|\sin\beta| = 0{,}0172$, що відповідає $|i| \approx 17{,}2$ ‰ і $|\sin\beta| = 0{,}0188$, що відповідає $|i| \approx 18{,}8$‰. При рейках посипаних піском, роздавленим внаслідок попередньої поїздки, ці значення складуть відповідно $|\sin\beta| = 0{,}0185$, що відповідає $|i| \approx 18{,}5$ ‰ і $|\sin\beta| = 0{,}0198$, що відповідає $|i| \approx 19{,}8$‰. При рейках посипаних піском, матимемо відповідно $|\sin\beta| = 0{,}0192$, що відповідає $|i| \approx 19{,}2$ ‰ і $|\sin\beta| = 0{,}0207$, що відповідає $|i| \approx 20{,}7$ ‰. Відносні ковзання колеса по рейці за абсолютним значенням складуть відповідно для дискового гальма з однорідним диском і дискового гальма з багатосекторним диском при рейках, покритих рідким вугільним брудом, 8,5% і 8,0%; при рейках, мокрих, чистих 6,1% і 5,5%; при рейках посипаних піском, роздавленим внаслідок попередньої поїздки, 3,1% і 2,8%; При рейках посипаних піском 2,0 і 1,8.

Висновки. На основі розробленої математичної моделі виконано порівняльний аналіз гальмування шахтного локомотива на затяжному ухилі дисковим гальмом, що створює на осі колісної пари постійний та пульсуючий синусоїдальний гальмівні моменти.

Встановлено, що при вибраних параметрах дискового гальма з багатосекторним диском максимальне абсолютне значення ухилу колії, при якому температура робочої поверхні гальмівного диска не перевищить допустиме значення під час затяжного спуску для заданих довжини колії, швидкості та маси складу, буде більше, ніж при вибраних параметрах дискового гальма з однорідним диском. Наприклад, при довжині колії 1000 м, швидкості локомотива 3 м/с, масі складу $5{\cdot}10^4$ кг і рейках мокрих, чистих різниця ухилів дорівнює 1,6‰, що становить 9,3% від максимального абсолютного значення ухилу, що відповідає дисковому гальму з однорідним диском.

Перелік посилань

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., & Моня, А.Г. (2002). Разработка математической модели торможения шахтного локомотива дисковым тормозом. *Гірнича 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. *Гірнича 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., & Моня, А.Г. (2003). Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения. *Металлургическая и горнорудная промышленность, 2*, 95–97.
8. Моня, 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

ABSTRACT

The purpose of the work is to develop a mathematical model and study the process of braking a mine locomotive with a disk brake on a prolonged slope at a nonlinear braking moment.

Research methods. Forced oscillations of elements of the wheel-motor unit (WMU) of the mine locomotive in the process of braking with the disc brake were investigated by the methods of differential calculus and mathematical modeling. Integral transformations of Laplace and Hankel were used in the analytical solution of the differential equation of thermal conductivity in cylindrical coordinates using the theory of generalized variables and the similarity method.

Findings. It has been proven that the pulsating sinusoidal braking torque created on the axis of the wheel pair, which is equal to the sum of the constant component and the amplitude of oscillations of the variable component, multiplied by the sine of the product of the number of periods of the sinusoid per one turn of the wheel pair by its angular coordinate, provides higher braking characteristics of a mine locomotive on a prolonged slope than a constant braking torque. It is shown that 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 specified track length, speed and mass of the train, with a pulsating braking moment will be greater for different states of the rail track.

The originality. For the first time, a mathematical model of mine locomotive braking on a prolonged slope with a disc brake which creates pulsating braking moment on the wheel pair axis, that depends on its angular coordinate, taking into account the nonlinear dependence of the clutch coefficient on the relative sliding was developed, on the basis of which the efficiency of a disc brake with a multi-sector disc in comparison with a disc brake with a homogeneous disc on a prolonged slope at different track states is shown.

Practical implementation. The research results make it possible to establish with the selected parameters of the disc brake with a multi-sector disc and the disc brake with a homogeneous 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 specified track length, speed and mass of the train at different conditions of the rail track.

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