

**Выводы.** Приведенные экспериментальные примеры подтверждают особенность комплексных шлифовальных процессов высокопористыми кругами, при этом важным фактором является получение матового микрорельефа обработанной поверхности. Особенность эффективности комплексной технологии является использование высокопористых шлифовальных кругов, которые свободно принимают гидроабразивную струю в зазор с обрабатываемой поверхностью. Такой комплекс является более перспективным с точки зрения его дальнейшего использования.

**Запланированы** дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования приведенной технологии с последующей публикацией результатов.

**Список литературы:** 1. Старков В.К. Шлифование высокопористыми кругами. – М.: Машиностроение, 2007. – 688с. 2. Патент на корисну модель №30810 B244B 37/00. Спосіб шліфування поверхонь деталей. Проволоцький О.Є., Алексеєнкова О.В., Мохеб Мохаммад. Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 11.03.2008. Бюл. №5.

Сдано в редакцию 10.04.08

## **ВПЛИВ ПІДСИПАННЯ ПІСКУ НА РЕАЛІЗАЦІЮ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ ГРАВІТАЦІЙНИМ РЕЙКОВИМ ГАЛЬМОМ**

**Процив В.В.** (НГУ, г. Днепропетровск, Украина)

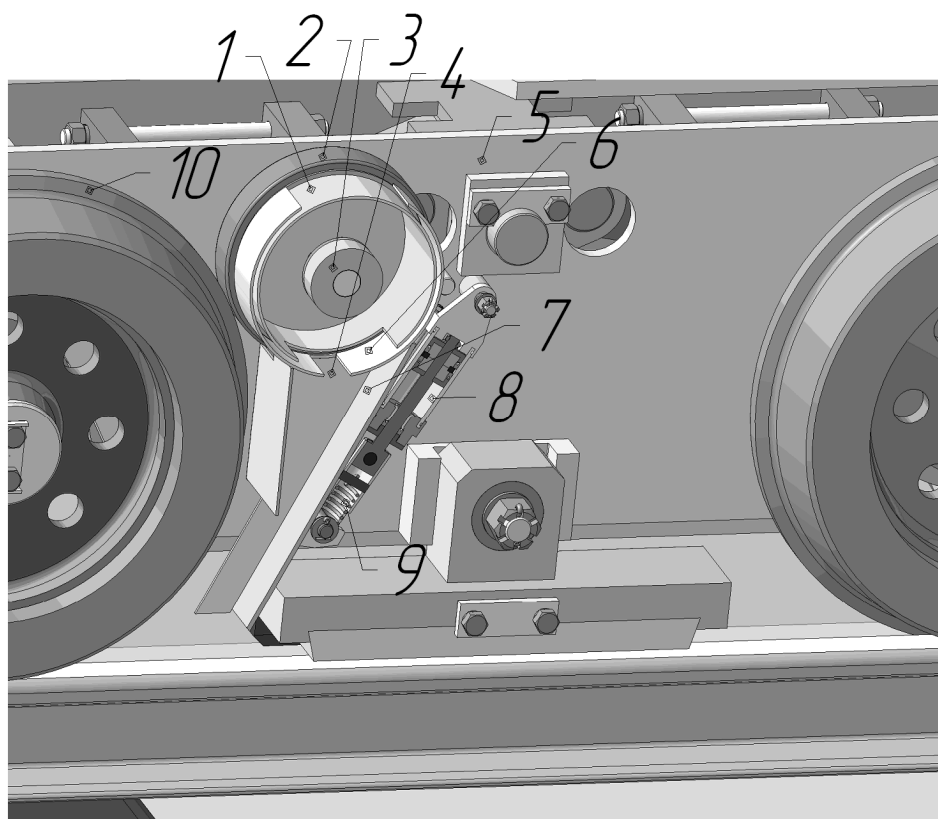
*Influence of intermediate environment on realization of brake force of the locomotive equipped by a gravitation brake is certain, and also measures promoting efficiency of its use on the real rail way with imperfections are offered. Influence of intermediate environment on the volume of brake force is explored in theory and experimentally, the values of coefficient of friction of rest are certain and afoot at different speeds for a gravitation brake with the friction insertions from composite material and became on rails with a different degree of muddiness, including with pouring in addition of sand through the sand-box of drum type.*

У сучасних шахтних рейкових локомотивах у разі екстреного гальмування звичайно використовують колісно-колодкові або магніторейкові гальма. У якості стоянкового найчастіше застосовується колісно-колодкова гальмівна система, рідше рейкове гальмо на постійних магнітах. Проте через різні обставини, вихід з ладу вказаних гальмівних систем, наприклад, унаслідок механічних поломок окремих елементів, робить неможливим плавне гальмування завантаженого поїзду на крутому спуску і, тим більше не дозволяє безпечно зупинити локомотив для усунення несправності. Надійність загальмовування важкого потягу на стоянці, особливо на час відсутності машиніста в кабіні локомотива, також є вельми актуальною задачею.

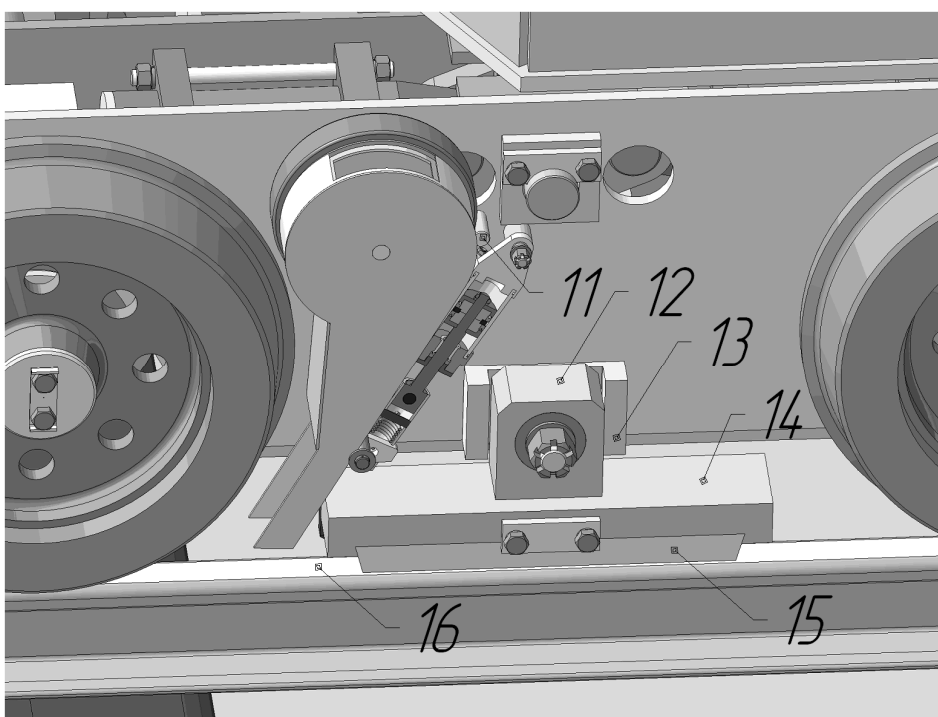
Найнадійнішим видом гальмівної системи, яка могла б використовуватися як стоянкова, а також для екстреного гальмування шахтних локомотивів всіх типів є гравітаційна гальмівна система, якою обладнаний шарнірно-зчленований шахтний електровоз Э10 [1]. Разом з тим, низький коефіцієнт тертя гальмівного черевика об рейку в умовах шахтної забрудненості вугільним пилом та вологою не дозволяє мати стабільні характеристики гальмівної сили.

Метою цієї роботи є визначення впливу проміжного середовища на реалізацію гальмівної сили локомотивом, обладнаним гравітаційним гальмом, а також розробка

заходів, що підвищують ефективність його використання на реальному рейковому шляху з недосконалістю.



а



б

Рис. 1. Пісочниця барабанного типу та гравітаційне гальмо

Усунути шкідливий вплив забруднень можна застосувавши підсипання піску під черевик гравітаційного гальма. Проте відомо, що в шахтних умовах пісок не піддається просіванню та сушінню, тому він схильний до злежування, злипання, утворення грудок в пісочницях існуючих шахтних локомотивів. Усунути вказані недоліки дозволила пісочниця барабанного типу [2], яка має (рис. 1 а, пісочниця і гідроциліндр показані в розрізі) барабан 1, що обертається, з гумовим обідом 2, що закріплений за допомогою підшипникового вузла 3 на важелі 4, що гойдається, встановленому на рамі 5 тяглової секції локомотива. Барабан, що обертається, закритий кожухом 6, що має отвір в нижній його частині, з лотком 7 на важелі 4, що гойдається. Коли на забрудненій ділянці шляху необхідно застосувати гравітаційне гальмо, включають гідроциліндр 8, який через пружину 9 повертає важіль, що гойдається, до зіткнення гумового обода 2 із ребордою колеса 10. Барабан 1 починає обертатися, струшуючи, перемелюючи (за принципом барабанних млинів самоподрібнювання) та підсушуючи пісок, що він містить. Періодично один раз за оберт завантажувальне вікно барабана співпадає з прорізом в нижній частині кожуха, і якась кількість піску прокидається на лоток 7, що гойдається, по якому він поступає на доріжку катання рейки перед черевиком гальма.

Оскільки гумовий обід постійно підстрибує над ребордой колеса за рахунок робочого ходу пружини 9, то швидкість обертання барабана змінна. На додаток важіль 4 з лотком 7 безперервно гойдається, тому частинки піску скоюють складний рух, який робить неможливим злипання навіть дуже сирого піску.

З барабана відразу весь пісок не може висипатися, оскільки розміри щілини в кожусі вибрані таким чином, що при нерухомому барабані пісок з вогкістю більше 30 % утворює міцне зведення. У вимкненому положенні (рис. 1 б) гідроциліндр притискує гумовий обід 2 барабану 1 до упору 11 на рамі локомотива.

Гравітаційне гальмо 12 електровозу Э10 шарнірно кріпиться до рами тяглового візка, але його кутові повороти обмежені упором 13, привареним до рами локомотива. У черевіку 14 гальма розміщена змінна фрикційна вставка 15, яка при опусканні рами локомотива разом з черевиком 12 гальма третя об доріжку катання 16 рейки, викликаючи гальмування складу.

У підвісці вказаного локомотиву (рис. 2, перетин тяглового візка по осях гідроциліндрів підвіски) розміщені гідроциліндри 1. У разі потреби екстреного гальмування або стоянки, робоча рідина з гідроциліндрів зливається, їх штоки 2 висуваються, важелі підвіски 3 повертаються навколо осей 4, закріплених на рамі тяглового візка, й одночасно навколо осей 5 колісних пар 6. Весь локомотив опускається поки черевики гравітаційного гальма почнуть спирається на рейки 7. У аварійній ситуації, коли, наприклад, зникла напруга в бортовій мережі локомотива, приводні двигуни насосів зупиняються, тиск в магістралі гідроциліндрів підвіски знижується, – робоча рідина видавлюється з гідроциліндрів силою ваги локомотива і він автоматично загальмовується гравітаційним гальмом.

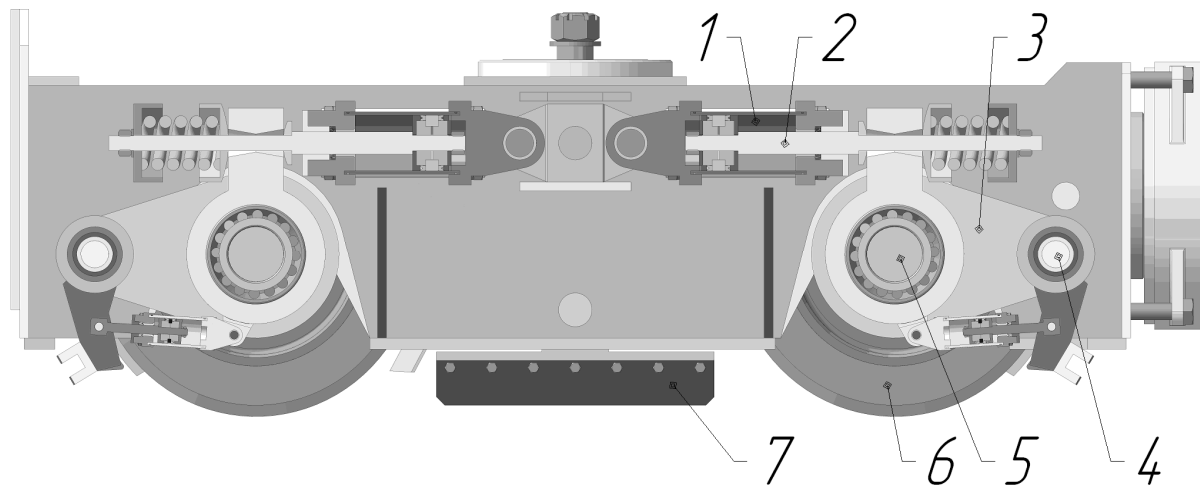


Рис. 2. Підвіска тяглового візка

Оскільки сучасні локомотиви секційної компоновки мають малу колісну базу, необхідну для стійкого проходження криволінійних ділянок рейкового шляху з радіусами кривизни менше 10 метрів, то неможливо створити гравітаційне рейкове гальмо досить великої довжини, обладнане фрикційними вставками з композитних матеріалів, наприклад, типа ДАФМІ. По конструктивних міркуваннях при розташуванні гравітаційного рейкового гальма у візку локомотива Э10 між колісними парами (див. рис. 1), його довжина не може перевищувати 0,6 метри. Тому, при роботі гравітаційного рейкового гальма у фрикційних вставках виникає істотно більший (у три-чотири рази) питомий тиск, ніж рекомендований виробником композитних матеріалів. У таких умовах використання фрикційних вставок для підвищення коефіцієнту тертя обмежене терміном їхньої служби (буквально декількома гальмуваннями). Значення коефіцієнту тертя для фрикційної пари сталеве гальмо – рейка в шахтних умовах (наявність значної кількості води та вугільного пилу на доріжках катання рейок) не перевищує величини 0,1, що не дозволяє гравітаційному рейковому гальму реалізувати при екстреному гальмуванні потрібне гальмівне зусилля.

Тверді неорганічні речовини, потрапляючи в зону тертя гальма по поверхні доріжки катання рейки, дробляться і значною мірою збільшують площу поверхні тертя. Нові поверхні, що утворюються при подрібненні частинок, несуть великий запас вільної поверхневої енергії і володіють підвищеними адсорбційними властивостями. Під дією цих сил відбувається перенесення органічних забруднень з поверхонь тертя гальма та рейки в дисперсний шар, що їх розділює. Постійне поповнення дисперсійного шару новими дисперсійними порошками та безперервне винесення твердими частинками органічних речовин сприяють видаленню змащувальних матеріалів із зони контакту гальма та рейки. Проте наявність між поверхнями, що труться, дисперсного шару дозволяє розглядати процес взаємодії гальма та рейки як рідинне тертя при якому поверхні, що труться, повинні бути повністю розділені шаром рідкого або твердого мастила.

Описані особливості взаємодії гальма з поверхнею тертя рейки закладені в підвалену побудови фізичної моделі процесу. Поверхня рейки шахтного шляху [3] має недосконалості (лискі, поглиблення, прокат до 2 мм). Дослідження [4] за визначенням профілю поверхні вказують, що основний вид недосконалості (близько 65 %) – це синусоїдальні нерівності амплітудою від 1,2 до 1,5 мм і довжиною хвилі від 40 до 60 мм. При взаємодії гальма та рейки між поверхнею рейки та поверхнею тертя гальма для

описаної моделі виникає нестационарний рух в'язкої нестискуваної рідини. Також вважатимемо, що товщина шару проміжного середовища та довжини нерівності поверхні рейки набагато менше довжини гальма, тому розглянемо задачу про перебіг мастила між двома похилими одна до одної поверхнями. Також вважатимемо, що поверхня рейки нерухома, а поверхня гальма рухається із швидкістю  $V$ . Знайдемо закон перебігу проміжного середовища, викликаного цим рухом в шарі між поверхнями гальма та рейки.

Рівняння руху в'язкої нестискуваної рідини має вигляд [5]

$$\begin{aligned}\frac{\partial V_x}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} + V \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} &= 0,\end{aligned}\tag{1}$$

де  $V$ ,  $V_x$ ,  $V_y$  – швидкість течії і її складові;

$\rho$  – густина змащувального шару;

$p(x,t)$  – тиск в шарі;

$x$ ,  $y$  – координати перетину шару;

$t$  – час, с.

Позначимо висоту шару проміжного середовища через  $h$ , а його мінімальну величину при зіткненні (коли між поверхнями тертя залишається еквівалентний зазор, рівний амплітуді синусоїдальної нерівності, – приблизно 0,15 мм) як  $h_0$ .

Далі позначимо  $p_0$  – початковий тиск в шарі;

$\mu$  – в'язкість середовища, м/с<sup>2</sup>;

$a$  – ширина гальма.

Заміняючи в (1) прискорення середнім по товщині шару та приймаючи

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} &= A(x,t), \\ A(x,t) &= \frac{1}{\mu} \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} + \frac{1}{Vh} \int_0^h \frac{\partial V_x}{\partial t} dy, \\ h &= h_0 \left( 1 + k \frac{x}{a} \right).\end{aligned}\tag{2}$$

Рішення (1) шукатимемо за наступних граничних та початкових умов:

$V_x = -V$ ;  $V_y = 0$ ; при  $y = 0$ .  $V_x = 0$ ;  $V_y = 0$ ; при  $y = h$ ;  $p = p_0$ ; при  $x = 0$ ,  $x = a$ .

$V_x = V$ ;  $V_y = 0$ ;  $V = V_0$ ;  $p = p_0$ ; при  $t = 0$ .  
(3)

Інтегруючи (2) по  $y$  і задовольняючи (3), знайдемо

$$V_x = \frac{1}{2} A(y^2 - yh) - u \left( 1 - \frac{y}{h} \right).\tag{4}$$

Далі, інтегруючи рівняння (1) по  $y$  в межах від нуля до  $h$ , а також задовольняючи (3) та інтегруючи по  $x$ , одержимо

$$\int_0^h V_x dy = F(t).$$

Підставляючи в одержаний вираз  $V_x$  з (4), знайдемо  $A$

$$A = -6V \left[ \frac{1}{h^2} - \frac{h_0 \phi(t)}{h^3} \right],$$

де  $\phi$  – належна визначенню функція  $t$ .

Підставляючи значення  $A$  в (4), знайдемо  $V_x$

$$V_x = -V \left[ 1 - \frac{y}{h} + 3 \left( 1 - \frac{h_0}{h} \varphi \right) \left( \frac{y^2}{h^2} - \frac{y}{h} \right) \right].$$

З рівняння (2) за допомогою знайдених  $A$  та  $V_x$ , перейшовши до змінних  $\Theta = \frac{V}{h_0^2} t$ ;  $h = h_0 \left( 1 + k \frac{x}{a} \right)$  знайдемо рівняння, що описує розподіл тиску в проміжному шарі

$$\frac{\partial p}{\partial h} + \frac{6\mu a V}{k h_0} \left( \frac{1}{h^2} - \frac{h_0}{h^3} \varphi \right) - \frac{\mu a}{2k h_0^2} \frac{1}{h} \frac{\partial(V\varphi)}{\partial \Theta} = 0.$$

Інтегруючи по  $h$  та задовольняючи граничним умовам, одержимо

$$\begin{aligned} p - p_0 &= \frac{\mu a}{k h_0^2} \left[ \frac{1}{2} \ln \frac{h}{h_0} \frac{\partial(V\varphi)}{\partial \Theta} + 3 \left( 1 - \frac{h_0^2}{h^2} \right) V \varphi - 6 \left( 1 - \frac{h_0}{h} \right) V \right], \\ \frac{\partial(V\varphi)}{\partial \Theta} + b_1(V\varphi) - b_2 V &= 0, \\ b_1 &= \frac{6(2h + k^2)}{(1+k)^2 \ln(1+k)}, \\ b_2 &= \frac{12k}{(1+k) \ln(1+k)}. \end{aligned} \quad (5)$$

Інтегруючи (5) з урахуванням початкових умов при  $t = 0$ ,  $V = V_0$  знайдемо вираз для закону розподілу тиску в шарі

$$\begin{aligned} p - p_0 &= \frac{6\mu a V}{k h_0^2} \left[ \frac{1}{2} \frac{b_2}{b_1} \left( 1 - \frac{h_0^2}{h} \right) - 1 + \frac{h_0}{h} \right] + \frac{\mu a \hat{V}}{2k h_0^2} \left[ b_2 \ln \frac{h}{h_0} - 6 \frac{b_2}{b_1} \left( 1 - \frac{h_0}{h^2} \right) \right], \\ \hat{V} &= e^{-b_1 \Theta} \int_0^\Theta \frac{dV}{d\Theta} e^{b_1 \Theta} d\Theta. \end{aligned}$$

Повна сила тиску, діюча на одиницю ширини гальма, рівна

$$P = \int_0^a (p - p_0) dx = \frac{a}{k h_0} \int_{h_0}^{(1+k)h_0} (p - p_0) dh.$$

Замінюючи  $b_1$  та  $b_2$  і обчислюючи інтеграл, одержимо вираз для визначення питомого тиску

$$P = \frac{6\mu a^2}{k^2 h_0^2} \left\{ V \left[ \ln(1+k) - \frac{2k}{2+k} \right] - \hat{V} \left[ \frac{k^2}{(1+k) \ln(1+k)} \right] - \frac{2k}{2+k} \right\}. \quad (6)$$

Питома сила тертя, діюча на одиницю ширини гальма, буде рівна

$$F = \frac{a}{k h_0} \int_{h_0}^{(1+k)h_0} \left[ \mu \left( \frac{u}{h} - 3 \frac{b_2}{b_1} \frac{h_0}{h^2} \right) V + 3 \frac{b_2}{b_1} \frac{h_0}{h^2} \hat{V} \right] dh.$$

Обчислюючи інтеграл та замінюючи  $b_1$  і  $b_2$ , одержимо остаточну формулу для питомої сили тертя

$$F = \frac{\mu a V}{h_0} \left[ \frac{u}{k} \ln(1+k) - \frac{6}{2+k} \right] + \frac{6\mu a}{(2+k)h_0} \hat{V}.$$

Коефіцієнт тертя ковзання в першому наближенні рівний

$$f = \frac{F}{P} \approx \frac{h_0}{a} \approx 10^{-3} \dots 10^{-4},$$

що набагато менше коефіцієнта тертя фрикційної пари сталь – сталь, тому при розрахунках взаємодії гальма та поверхні доріжки катання рейки необхідно враховувати розвантаження від гідродинамічної складової проміжного середовища. Необхідно відзначити, що несуча здатність проміжного шару не залежить від сили притиснення гальма до рейки.

З урахуванням викладеного, коефіцієнт тертя ковзання між рейкою та гальмом, залежний від несучої здатності шару проміжного середовища, визначатиметься як

$$f = f_0 \left( 1 - \frac{P}{F_{np}} \right), \quad (7)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт тертя спокою фрикційної пари гальмо – рейка;

$F_{np}$  – сила притиснення гальма до рейки.

Залежність розрахованого по формулі (7) коефіцієнту тертя ковзання гравітаційного рейкового гальма від швидкості руху при різному стані поверхні доріжки катання рейки приведена на рис. 3 (штрихові лінії). Крива 1 відповідає варіанту з підсипанням піску на брудні вологі рейки, а у якості фрикційної вставки гравітаційного гальма прийнята сталевая пластина. Залежність 2 одержана для випадку застосування вставки з композитного матеріалу на брудних вологих рейках без підсипання піску. Крива 3 описує зміну коефіцієнта тертя ковзання гальма із сталевую вставкою на сухих чистих рейках, а залежність 4 – для сталевій вставці на брудних вологих рейках без підсипання піску.

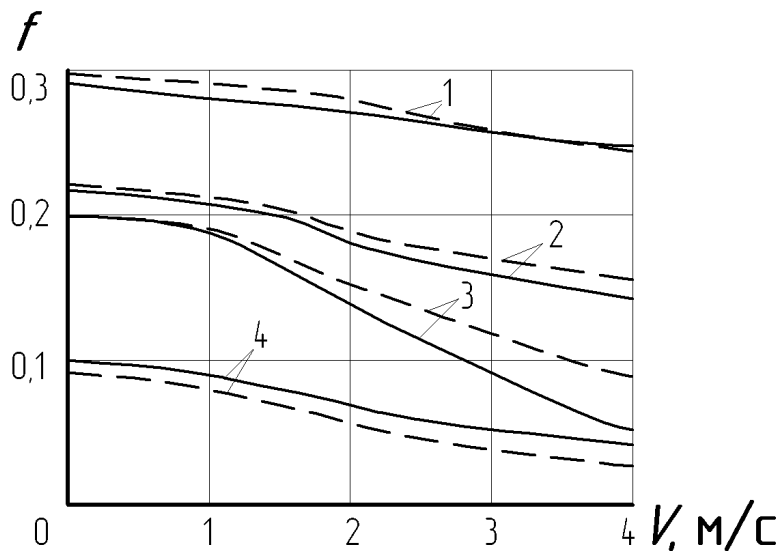


Рис. 3. Залежність коефіцієнту тертя ковзання від швидкості руху в режимі гальмування гравітаційним рейковим гальмом

Для експериментального визначення коефіцієнту тертя ковзання фрикційних вставок гравітаційного гальма, на шахті «Тернівська» виробничого об'єднання «Павлоградугілля» проведені випробування електровоза Э10. Задачею експериментальних досліджень стало визначення залежності коефіцієнта тертя ковзання фрикційних вставок гравітаційного рейкового гальма від швидкості руху

локомотива при різному ступені забрудненості рейкових шляхів та використуванні підсипання піску на рейки.

Коефіцієнт тертя визначали як відношення сумарної гальмівної сили  $F_c$ , реалізовуваної всіма чотирма гравітаційними гальмами при швидкості руху  $V$ , до сумарної нормальної реакції рейок  $N$  (шарнірно-зчленований електровоз має дві тяглові секції по два черевики гравітаційного гальма в кожній), помноженої на косинус кута нахилу шляху до горизонталі. Експерименти проводили на прямолінійній ділянці рейкового шляху з середнім ухилом 30 ‰, стан забрудненості якого моделювався попереднім нанесенням на поверхні доріжок катання рейок найхарактерніших для шахтних умов забруднень (вугільного пилу та рідкого бруду з канавки водовідведення) або їх очищенням технічною водою з невеликою кількістю миючих засобів. У окремих дослідях на брудних рейках використовувалося підсипання піску, що подавався на рейки з барабанних пісочниць, якими обладнаний електровоз (див. рис. 1). На вказаній ділянці укладені рейки типу Р34. Кожен досвід за незмінних умов повторювали не менше 15 разів. У рух електровоз приводився власними тяговими двигунами, а постійна швидкість його руху в кожному досвіді регулювалася дисковими гальмами, якими оснащений локомотив.

Спеціально для експериментів був виготовлений комплект високих черевиків 1 гравітаційного гальма (рис. 4, вузол кріплення черевика показаний в розрізі), які встановлювалися на закріплені в рамі 2 локомотива вісі 3 через роликові радіально-упорні підшипники 4.

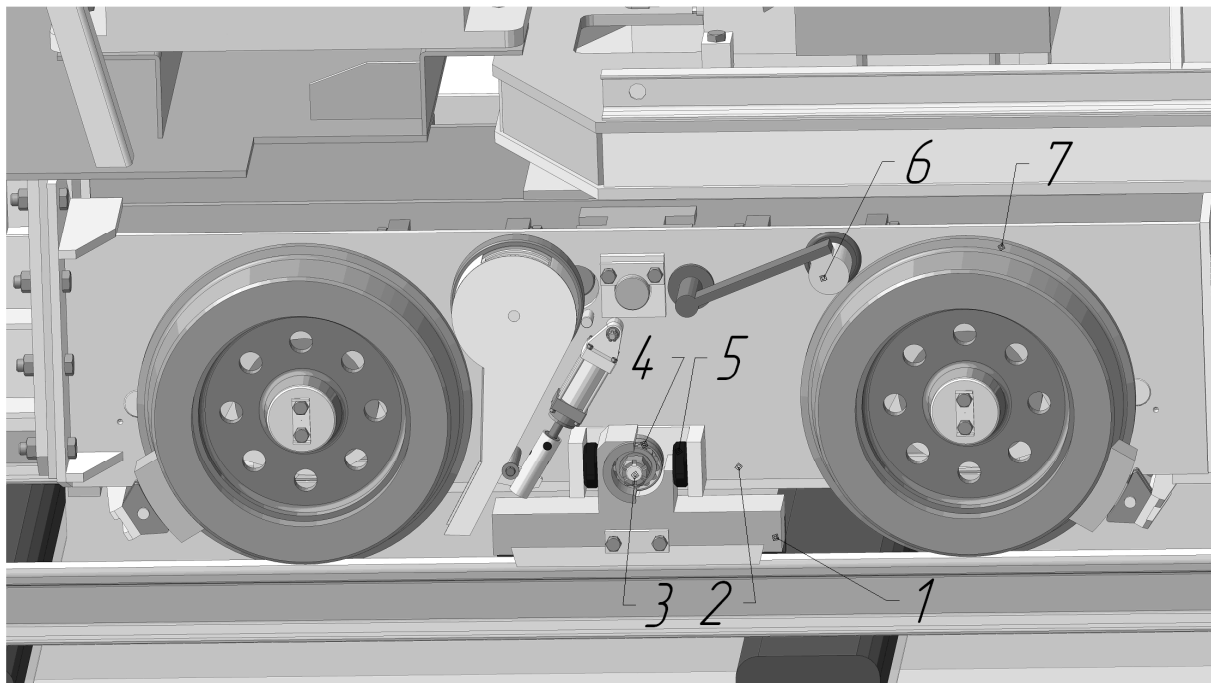


Рис. 4. Схема експерименту з визначення гальмівної сили гравітаційного гальма

Після опускання черевиків на рейки, рама локомотива отримувала можливість перекинутися на підшипниках по горизонтальних подовжніх пазах завдовжки 10 мм усередині черевиків, що дало можливість з високим ступенем точності вимірювати сили гальмування, що виникають при терті фрикційних вставок черевиків гравітаційного гальма по поверхні доріжок катання рейок.



Сили гальмування вимірювалися одночасно на кожному з чотирьох рейкових гальм електровоза за допомогою пари динамометричних шайб 5, встановлених між черевиками та упорами рами і включених по мостовій схемі.

Швидкість локомотива та пройдений шлях реєстрували шляховим датчиком 6, встановленим на кронштейні та який обертається від колеса 7. Всі вказані параметри реєструвалися осцилографом, а час руху позначався на осцилограмі відмітчиком часу. В ході експериментів, відеокамерами записувалися взаємні зсуви та перекося подовжніх осей гравітаційних гальм та рейок, що виникають в русі, а також відстежувалося можливе буксування колісних пар та перехід локомотива в рух юзом.

На осцилограмі (рис. 5) крива 1 відповідає сигналу шляхового датчика, 2 та 3 – динамометричних шайб лівого і правого гравітаційних гальм першої по ходу руху тягової секції локомотива. На кривих 4 та 5 зареєструвано сигнали від динамометричних шайб, пропорційні силам гальмування лівого та правого гравітаційних гальм другої тягової секції. Сигнал 6 поступав від спеціально виготовленого індукційного датчика, який вимірював подовжній ухил під першою тяговою секцією локомотива. Сигнали від всіх датчиків оцифровувалися за допомогою плати аналогово-цифрового перетворювача і записувалися на жорсткий диск мобільного промислового комп'ютера в реальному масштабі часу. Потім дані оброблялися (фільтрувалися, згладжувалися, усереднювалися) в інтегрованому середовищі для розробки віртуальних інструментів LabVIEW від компанії National Instruments і по них створювалися осцилограми.

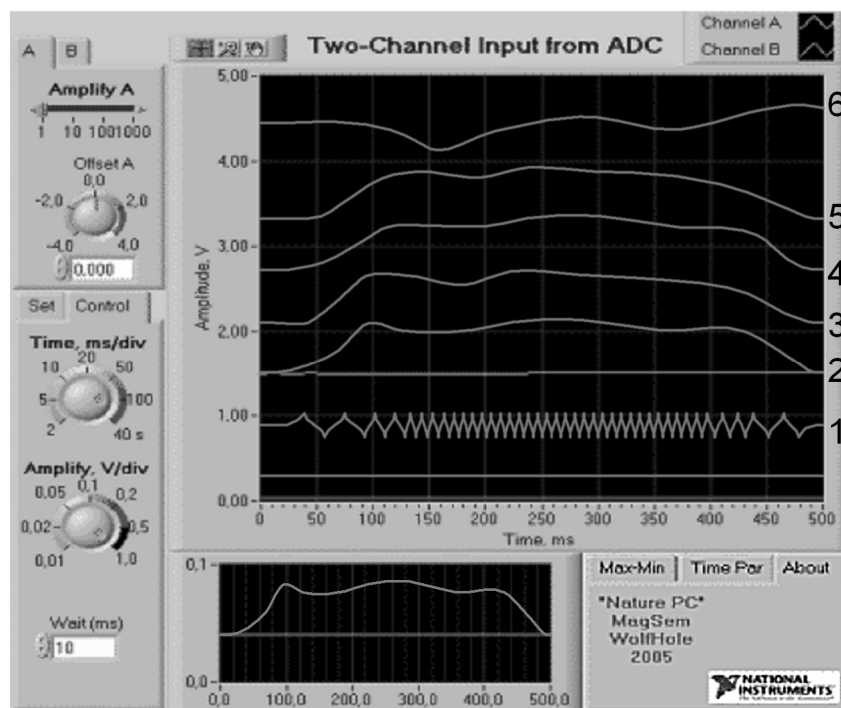


Рис. 5. Осцилограма параметрів руху гальм електровоза

Коефіцієнт тертя обчислили для дев'яти значень швидкості руху в діапазоні від нуля до 4 м/с (через кожні 0,5 м/с). Графіки залежностей середньоарифметичних значень експериментально одержаних коефіцієнтів тертя ковзання від швидкості руху представлені суцільними лініями на рис. 3 (апроксимація кривих проводилася в програмі КОМПАС-Графік 2D). Крива 1 відповідає дослідженню з підсипанням піску

на брудних вологих рейках, а в якості фрикційної вставки гравітаційного гальма використана сталеві пластина із сталі марки 20. Залежність 2 одержана для вставки з композитного матеріалу типу ДАФМІ на брудних вологих рейках без підсипання піску. Крива 3 описує зміну коефіцієнту тертя ковзання гальма із сталевією вставкою на сухих чистих рейках, а залежність 4 – для сталевієї вставки на брудних вологих рейках без підсипання піску.

Максимальна відносна погрішність вимірювань рівна 9 % (для швидкості руху 0,5 м/с на сухих рейках). При цьому довірчий інтервал склав 0,022 при довірчій вірогідності, рівній 0,95.

Аналіз одержаних експериментальних даних показує, що коефіцієнт тертя спокою гальма об рейку вищий за коефіцієнт тертя ковзання, який із збільшенням швидкості руху зменшується. На сухих чистих рейках коефіцієнт тертя сталевієї фрикційної вставки вищий приблизно в два рази, ніж на брудних вологих. Коефіцієнт тертя ковзання вставки з композитних матеріалів на 5 % (а із збільшенням швидкості руху локомотива, – до 20 %) більше порівняно з коефіцієнтом тертя, що реалізується сталевією вставкою на сухих рейках. При гальмуванні на сухих чистих рейках (у діапазоні швидкостей руху від 1,5 до 5 м/с) коефіцієнт тертя ковзання зменшується на величину від 30 до 45 %. Останнє можна пояснювати тим, що на сухих чистих рейках сталеві поверхні, що труться на великій швидкості, взаємозачищуються, та заполіровуються. Істотне збільшення коефіцієнту тертя до значень від 0,25 до 0,28 для фрикційної пари сталеве гальмо – рейка можливе із застосуванням підсипання піску на рейку попереду рухомого гальма.

Проведені дослідження дозволяють зробити висновок про те, що найефективнішим для шахтних локомотивів слід вважати використання сталевих фрикційних вставок у черевиках рейкового гравітаційного гальма одночасно із застосуванням підсипання піску на поверхню доріжок катання рейок пісочницями барабанного типу. Це дозволить гарантовано мати в шахтних умовах коефіцієнт тертя ковзання гальма об брудну та вологу поверхню доріжки катання рейки, що дорівнює не менше 0,25.

**Список літератури:** 1. Процив В.В. Определение распределения температур в гравитационном рельсовом тормозе шахтного локомотива / Сборник научных трудов национального горного университета. – 2005.–№ 21. – С. 151–155. 2. А. с. 1606356 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 39/00. Устройство для подачи песка к колесам транспортного средства / Процив В.В., Мишин В.В., Лебедев А.И., Салов В.А.; Опубл. 15.11.90. Бюл. № 42 // Открытия. Изобретения. – 1990. – № 42. 3. Салов В.А., Сердюк В.А., Ильчаков А.В. Определение рациональных параметров рельсового тормоза // Тез. докл. X международной конф. «Проблемы механики железнодорожного транспорта» ДИИТ, Днепропетровск, – 2000. – С. 194–195. 4. Процив В.В. Оптимизация параметров тормозной системы и ходовой части шахтного локомотива для повышения безопасности движения // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників - 2005», том 3. – Д.;НГУ, 2005. – С. 264–268. 5. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. –840 с.

Сдано в редакцию 24.04.08