

О.М. Коптовець, д.т.н., проф.
ДВНЗ «Національний гірничий університет»

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРТЯ І ФРИКЦІЙНИХ КОНТАКТНИХ КОЛИВАНЬ ГАЛЬМА

Методами статистичного аналізу обґрунтовано й отримано декілька регресійних моделей кінетичної характеристики тертя колодково-колісного гальма, побудованих на різній множині пружних і дисипативних сил навантаження. Показано, що при зміні характеру і величини сил в кінематичному ланцюзі гальмівної системи відбувається зміна коефіцієнта тертя гальма за величиною й у функції гальмівного натиснення та швидкості руху. Кореляційний аналіз підтверджує тісну лінійну залежність коефіцієнта тертя, виявлені закономірності спрощення оптимальної регресійної моделі при зменшенні обсягів вибірки, збільшенні дисперсії спостережень і дотриманні умов ідентифікованості. Отримані результати дозволяють стверджувати, що коефіцієнт тертя гальма має агрегатні характеристики і залежить від інерційних, пружних, дисипативних властивостей всіх кінематичних пар даної трибологічної системи; фрикційні коливання синтезують всі властивості структури гальмівної системи, що розширює область керування тертям в гальмівному механізмі.

Ключові слова: гальмо; характеристики тертя; експеримент; статистичний аналіз.

Постановка проблеми. Актуальність роботи. У теорії тяги [1] прийнято припущення, згідно з яким гальмівна передача є механізмом з жорсткими ланками. У зв'язку з цим умови виникнення фрикційних коливань при навантаженні гальм, можливість керувати тертям за рахунок їх демпфірування і використання в нових технічних рішеннях не розглядаються. На шахтному рейковому транспорті [2] не прийнято також нормування ефективності фрикційних властивостей гальм. Тобто, реалізується той шлях, коли використовується ідеалізована динамічна модель гальма, нехтуючи інерцією та пружно-демпфіруючими властивостями ланок і контакту, що призводить до суперечності в реалізації засобів тяги і гальмування шахтних потягів.

Мета і постановка завдань дослідження. Мета: отримати значення коефіцієнта тертя колодки залежно від параметрів коливань гальмівного механізму для ідентифікації моделі керування силою тертя в трибологічній системі.

Завдання: 1) за різних значень пружних та дисипативних параметрів гальмівного механізму, передачі і режимів навантаження визначити сумісний вплив швидкості ковзання V і гальмівного натиснення K , впливи кожного з них при постійному значенні іншого та встановити ступінь цього впливу на величину коефіцієнта тертя колодки φ_k ; 2) отримати спектрограми коливань зусиль та вібропереміщень колодки в нормальному і тангенціальному напрямках відносно колеса.

Матеріал і результати досліджень. На формальному рівні завдання формулюється так: отримати уявлення про функцію відгуку:

$$\varphi_{\dot{\epsilon}} = f(K, V, KV). \quad (1)$$

У загальному вигляді модель залежності між змінними шукали у вигляді:

$$\bar{\varphi}_k = a_0 + a_1 K + a_2 V + a_3 KV, \quad (2)$$

де a_0, a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти регресійної моделі.

Кількісною характеристикою мети дослідження є коефіцієнт тертя φ_k .

Вибір змінних і області експериментування. Вхідні змінні гальмівне натиснення до 10 кН, швидкість ковзання до 3 м/с, жорсткість і демпфірування гальмівної передачі створюють стаціонарні режими навантаження гальмівного механізму. В умовах експлуатації змінні мають мінімальні значення 3 кН, 1 м/с. Змінні незалежні одна від одної. Для керування змінними необхідна апаратура для індикації їх рівнів з точністю 0,1 м/с і 10 Н.

Набір вихідних змінних містить: силу тертя, вібропереміщення колодки. Змінні є кількісними, їх рівні виражаються амплітудою та частотою. Реєстрацію вхідних змінних необхідно виконати з точністю вище, ніж точність вихідних змінних.

Температуру тертя, як і інші некеровані змінні, виключали рандомізацією порядку проведення експерименту за допомогою таблиці випадкових чисел.

Математична модель залежності коефіцієнта тертя прийнята лінійною.

Умови ідентифікованості і планування експерименту. Повний факторний експеримент, в якому реалізуються всі можливі комбінації рівнів змінних, що не повторюються, має вид S^k , де k – кількість незалежних змінних; S – кількість рівнів змінних.

Необхідна кількість рівнів змінних повинна бути принаймні на одиницю більшою, ніж порядок

рівняння регресії (2). Приймаємо:

$$S = 3.$$

Загальна кількість коефіцієнтів рівняння регресії моделі без урахування взаємодій вищого порядку, ніж парні, буде дорівнюватиме:

$$\frac{k(k+1)}{2} + 1 = 4. \quad (3)$$

Таким чином, приймаємо план типу 3^2 з кількістю незалежних дослідів:

$$N = 3^2 = 9.$$

За основний рівень незалежних змінних прийняті значення за умовами стійкості режимів навантажень, тобто 6 кН, 2 м/с.

Матриця планування представлена таблиці 1.

У матриці виконано кодування змінних:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i}, \quad (4)$$

де X_i – кодове значення i -ої змінної; x_i – натуральне поточне значення i -ої змінної; x_{i0} – основний рівень змінної; Δx_i – напівінтервал варіювання;

$$\Delta x_i = \frac{(x_{i\max} - x_{i\min})}{2}. \quad (5)$$

Таблиця 1

Робоча матриця планування випробувань колодково-колісного гальма шахтного рухомого складу

Рівні змінних	Умовні позначення	Значення параметрів		Кількість дослідів	Координати режимних точок	
		натиснення, кН	швидкість, м/с		навантаження	швидкість
Основний рівень	0		2	1	+1	0
				2	-1	0
				3	-1	+1
Крок варіювання	Д	3	1	4	0	0
				5	+1	+1
				6	+1	-1
				7	0	-1
Одиничні рівні:						
верхній	+1	9	3	8	0	+1
нижній	-1	3	1	9	-1	-1

Реалізація експерименту. План вимагає моделювання стаціонарних режимів гальмування різної інтенсивності і за різних значень жорсткості і демпфірування кінематичних ланок системи з масштабним коефіцієнтом рівним 1. Тому експеримент може бути реалізований на натурних безінерційних стендах.

Розроблена структура, створений вимірювальний та оброблювальний комплекс на базі віброапаратури “Роботрон” [3] для дослідження динаміки тертя, використаний шахтний вимірювальний вагон з апаратурою кінематики руху. Гальмівний механізм виконаний відповідно до розрахункової схеми вибору оптимальної геометрії.

Гальмівний стенд з пневмопередачею виконаний на базі шахтного електровоза КІО-900. Кінематика гальма і розстановка вимірювальних вузлів представлена на рисунках 1, 2. Датчиками зусиль є тензодинамометри.

Моделювання гальмування виконується при роботі приводу електровоза в режимі тяги. Нестационарні режими тертя можуть бути реалізовані лише за рахунок перехідних процесів в електроприводі.

У тяговому приводі застосовуються двигуни ЕТ-31 з номінальними параметрами: потужність 31 кВт, струм навантаження 150 А, сила тяги 8,5 кН, швидкість рухів 3,4 м/с. Сила тяги і швидкість руху приведені до обода колеса.

Двигуни допускають напругу живлення (ГОСТ 6962-75) 275 В (на шинах тягової підстанції), 250В (номінальна), 325 В (максимальна), 175 В (мінімальна). Тому підготовлено електропостачання електровоза від системи ГД (до 200 В) і від тягової підстанції (275 В).

Електровоз укомплектований штатним датчиком і показчиком швидкості рухи колісної пари, які протаровані для вимірювання і візуального контролю швидкісних режимів гальмування.

Результати експерименту та їх інтерпретація. Обробка результатів експерименту за правилами багатофакторного дисперсійного аналізу [4, 5] призвела до наступних показників:

– вибіркова дисперсія чинника V :

$$S_V^2 = 25,39 \cdot 10^{-3};$$

– вибіркова дисперсія чинника K :

$$S_K^2 = 26,52 \cdot 10^{-3};$$

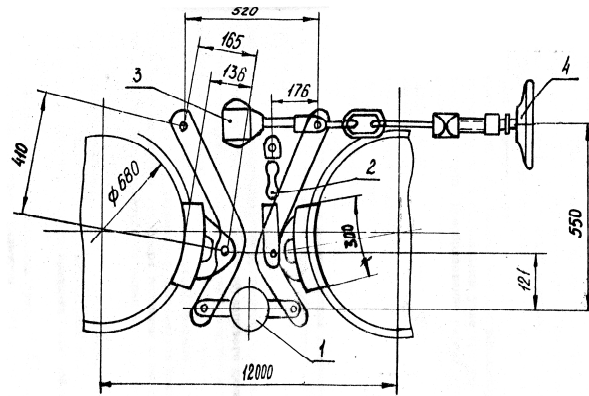


Рис. 1. Гальмівна система електровоза К-10 з вимірювальними вузлами:
1 – динамометр гальмівного натиснення; 2 – динамометр гальмівної сили;
3 – гальмівний циліндр пневмопривода; 4 – ручний привід гальма

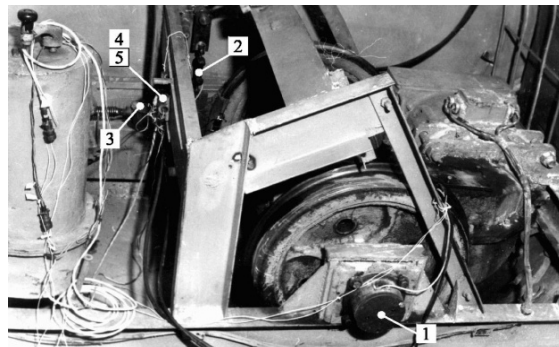


Рис. 2. Стенд для натурних випробувань гальмівного устаткування:
1 – датчик швидкості; 2 – динамометр тангенціальних зусиль; 3 – динамометр нормальних зусиль; 4 – датчик тангенціальних прискорень; 5 – датчик нормальних прискорень

– вибіркова дисперсія випадкового чинника:

$$S_0^2 = 2,64 \cdot 10^{-3}.$$

Порівняння дисперсій S_V^2 , S_K^2 , S_0^2 за допомогою критерію Фішера свідчить з рівнем достовірності 0,95 про значущість впливу швидкості ковзання V і гальмівного натиснення K на величину коефіцієнта тертя φ_K .

Вибіркова дисперсія S^2 для тривалих режимів гальмування при тривалості від 390 до 990 с змінюється в межах від $0,1 \cdot 10^{-3}$ до $0,7 \cdot 10^{-3}$. Порівняння дисперсій:

$$S^2 \ll S_0^2.$$

указує на те, що вплив температури фрикційного нагріву на φ_K неістотний.

Таким чином, φ_K визначається лише V і K , впливом інших чинників (сумісної дії KV і температури фрикційного нагріву) можна нехтувати.

У даному випадку S_0^2 характеризує точність методики визначення коефіцієнта тертя і стандартна помилка φ_K при цьому складає:

$$S_0 = \sqrt{2,64 \cdot 10^{-3}} = 0,0514,$$

умови ідентифікованості дотримуються.

Дисперсійним аналізом встановлено, що непритерті колодки реалізують менші значення φ_K , ніж притерті, що указує на вплив геометрії гальмівного механізму. При заміні гальмівних колодок також змінюються значення φ_K .

Виконаний аналіз хімічного складу чавуну в різних колодках і встановлено, що він змінюється навіть в межах однієї партії й фактично не відповідає стандарту (ГОСТ 1412-85). Відомо [6–10], що зміна хімічного складу чавуну змінює його механічні властивості, що, у свою чергу, змінює жорсткість і демпфуючу здатність фрикційного контакту гальмівного механізму.

Виконаний регресійний аналіз зусиль в гальмівному механізмі, що має ланку в нормальному напрямі у вигляді: 1) серійного жорсткого стягування; 2) циліндричної пружини жорсткістю 420 кН/м. При цьому в гальмівному стенді відсутні гальмівна передача і привід (лабораторний експеримент).

Отримані поточні значення коефіцієнта тертя гальмівної колодки для всіх реалізацій факторного плану експерименту:

$$\varphi_K = \frac{B}{K}, \quad (6)$$

де B , K – миттєві значення гальмівного зусилля і натиснення в реалізаціях.

Виконано рівномірне квантування вимірюваних зусиль за рівнем кількості квантів:

$$n = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\Delta x} + 1, \quad (7)$$

де x_{\max} , x_{\min} – відповідно максимальне і мінімальне значення сил; Δx – крок квантування.

За стандартною програмою побудовані рівняння регресії:

– для жорсткого стягування:

$$\bar{\varphi}_K = 0,441 - 0,042V - 0,05K, \quad (8)$$

коефіцієнт множинної кореляції $R_{\varphi, VK} = 0,77$;

$$\bar{\varphi}_K = 0,383 - 0,044V, \quad (9)$$

частинний коефіцієнт кореляції $R_{\varphi, V} = 0,73$;

$$\bar{\varphi}_K = 0,336 - 0,007K, \quad (10)$$

частинний коефіцієнт кореляції $R_{\varphi, K} = 0,33$;

– для пружинного стягування:

$$\bar{\varphi}_K = 0,517 - 0,038V - 0,020K, \quad R_{\varphi, VK} = 0,74, \quad (11)$$

$$\bar{\varphi}_K = 0,377 - 0,032V, \quad R_{\varphi, V} = 0,29, \quad (12)$$

$$\bar{\varphi}_K = 0,421 - 0,019K, \quad R_{\varphi, K} = 0,65. \quad (13)$$

Високі значення коефіцієнтів кореляції указують на тісну лінійну залежність $\bar{\varphi}_K$ від V і K . Зниження жорсткості ланки в нормальному напрямі гальмівного механізму зменшує величину і інтенсивність залежності коефіцієнта тертя від V і K (коефіцієнти регресії при V і K зменшуються), тобто коефіцієнт тертя φ_K збільшується, посилюється вплив на φ_K гальмівного натиснення K , вплив швидкості ковзання V слабшає.

Виконаний регресійний аналіз зусиль в гальмівній системі серійного шахтного електровоза, що містить привід, передачу і чотири гальмівні механізми (промисловий експеримент). При об'ємі вибірки $n = 180$ рівняння регресії має вигляд:

$$\bar{\varphi}_K = 0,478 - 0,017V - 0,061K, \quad (14)$$

$$R_{\varphi, VK} = 0,54, \quad R_{\varphi, V} = 0,22, \quad R_{\varphi, K} = 0,44, \quad S_0^2 = 2,12 \cdot 10^{-3}.$$

Таким чином, при зміні пружних і дисипативних сил в кінематичному ланцюзі гальмівної системи відбувається зміна φ_K за величиною та у функції гальмівного натиснення і швидкості руху.

Виконаний спектральний аналіз вібропереміщень колодки і зусиль в гальмівному механізмі.

На рисунках 3, 4 представлено спектрограми вібропереміщень колодки в двох напрямках, де ордината представляє середньоквадратичні значення переміщень в 1/3 октаві частот. Спектрограми отримані для жорстких ланок гальмівного механізму, миттєві значення вібропереміщень колодки представлені на рисунку 5.

Частота не змінює монотонно нормальні вібропереміщення колодки. У діапазоні частот від 500 до 700 Гц відбувається характерне збільшення амплітуди. Переміщення характерно збільшується від швидкості ковзання, слабо залежить від гальмівного натиснення.

Тангенціальні вібропереміщення монотонно збільшуються при зменшенні частоти, за винятком режиму з параметрами 3 кН, 1 м/с. Амплітуда переміщень збільшується при підвищенні гальмівного натиснення, слабо росте при збільшенні швидкості ковзання. На режимі 3 кН, 1 м/с переміщення різко зростають при частотах 200, 300, 400, 525 Гц і знижуються при частотах 283, 375, 480 Гц. Рівень вібропереміщень при частоті 1000 Гц практично збігається в нормальному і тангенціальному напрямках.

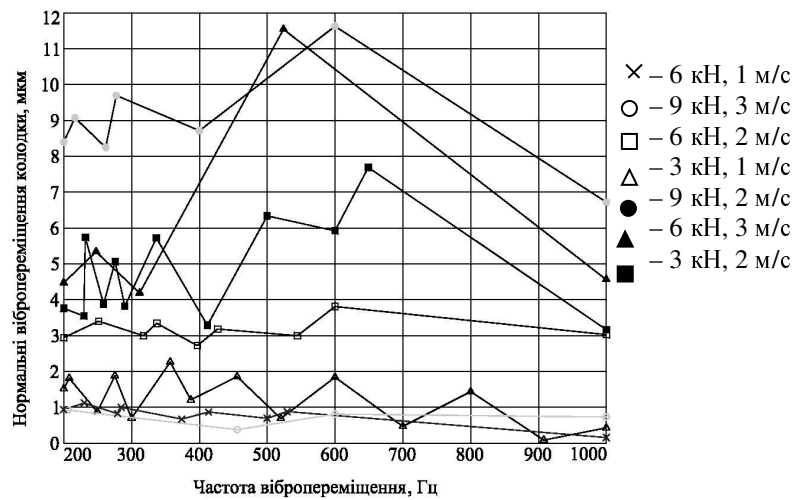


Рис. 3. Спектрограма нормальних вібропереміщень колодки

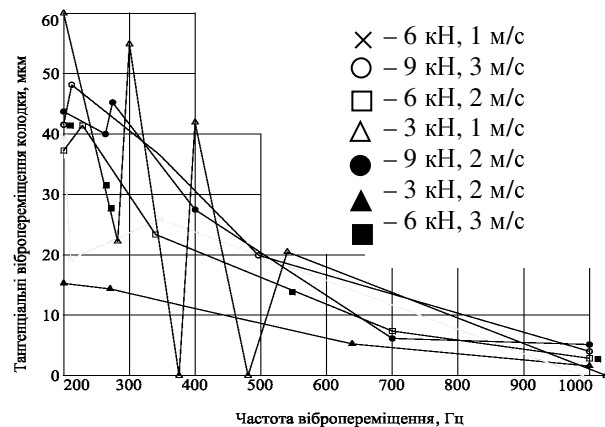


Рис. 4. Спектрограма тангенціальних вібропереміщень колодки

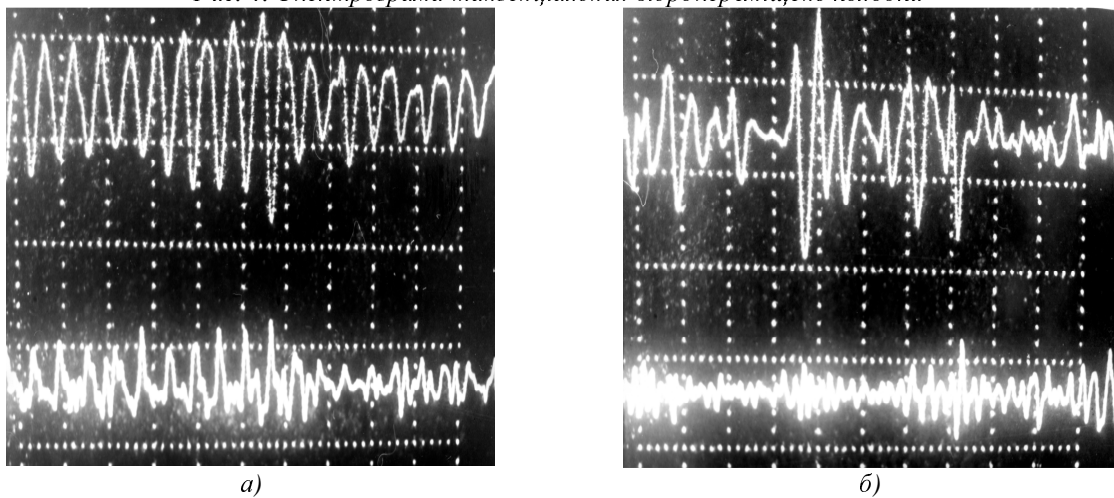


Рис. 5. Вібропереміщення колодки тангенціальні (верхні) і нормальні (нижні) при гальмівному натисненні 3 кН: а) швидкість ковзання 1 м/с; б) 2 м/с

На рисунку 6 представлено окремі фрагменти миттєвих значень змінної складової зусиль в

гальмівному механізмі з жорсткими ланками. Вид коливання є характерним для всіх реалізацій факторного експерименту.

На рисунках 7, 8 представлено спектрограми зусиль в гальмівному механізмі з жорсткими ланками, де ординати являють середньоквадратичне значення змінної складової в 1/3 октаві частот. Досліджуваний частотний діапазон 40–1000 Гц. Спектрограми змінної складової зусиль в двох напрямках мають однаковий характер. Мінімальний рівень коливань має місце в діапазоні частот від 200 до 400 Гц. Вид коливань є характерним для всіх реалізацій факторного експерименту. У загальному випадку є частоти з максимальними коливаннями зусиль.

Гальмівна колодка характеризується низькочастотними коливаннями великої амплітуди, що збуджується кінематично в результаті зміни радіусу колеса (рис. 6). Амплітуда натиснення K постійна. Амплітуда сили тертя F змінюється від швидкості ковзання, має максимум і стабілізується за швидкості V більше 3 м/с. Амплітуда сили тертя змінюється несиметрично щодо середнього значення, мінімальне і середнє значення коефіцієнта тертя при коливаннях розрізняються.

За рахунок зниження жорсткості зв'язку в нормальному напрямі колодки гальмівне натиснення практично стабілізується. Сила тертя зберігає частоту, амплітуду коливань і той самий характер її зміни.

Сила тертя стабілізується при зниженні жорсткості в дотичному напрямі колодки.

У структурі функції сили тертя $F(t)$ є елемент періодичності. Отже, в спектрі низькочастотних коливань сили тертя гальмівної колодки переважають частоти, пов'язані з макрогеометрією контакту. В результаті амплітуда коливань гальмівної сили в даній області експериментування складає 20–30 % від середнього значення, амплітуда коливань гальмівного натиснення досягає 45 % середнього значення. Амплітуда натиснення K постійна. Амплітуда гальмівної сили має максимум і стабілізується за швидкості ковзання більше 3 м/с, змінюється несиметрично щодо середнього значення. Мінімальні і середні значення коефіцієнта тертя при коливаннях сил розрізняються.

Гальмівна сила стабілізується при зниженні жорсткості зв'язку колодки в дотичному напрямі.

Отримана кінетична характеристика тертя даного вузла, що визначається жорсткістю і демпфіруючими властивостями зв'язків колодки в нормальному і дотичному напрямках. При певних параметрах зв'язків залежність коефіцієнта тертя від швидкості мінімальна.

Спектральний аналіз вібропереміщень колодки показав, що тертя порушує коливання близькі до полігармонічних з частотами до 1 кГц. Збільшення швидкості ковзання колеса до 4,2 м/с підвищує переміщення колодки в нормальному напрямі у декілька разів і при частоті 0,2 кГц складає 13 мкм.

Спектральний аналіз амплітудних значень вібропереміщень колодки виконували при частоті 200 Гц і більше, що знаходиться за межами частот коливань рами гальмівного стенду. Вимірювання показали коливання стенду з максимальною амплітудою переміщення при 20 Гц.

Для гальмівного натиснення (кН) середньоквадратичне відхилення складає 0,03, випадкова погрішність середнього – 0,06, коефіцієнти асиметрії та ексцесу – 0,09 і 0,093, відхилення асиметрії й ексцесу – 0,41 і 0,74; для сили тертя (кН) відповідно – 0,01, 0,02, 0,29 і 0,20, 0,41 і 0,71; для швидкості ковзання колеса (м/с) відповідно – 0,01, 0,02, 0,53 і 0,19, 0,41 і 0,74.

На підставі порівняння абсолютних значень асиметрії та ексцесу з їх відхиленнями гіпотеза про нормальність розподілу результатів вимірювання параметрів не може бути відкинута.

Максимальний розмір систематичних похибок апаратури складає 4 %. З урахуванням випадкових і систематичних помилок похибка результатів вимірювання складе: гальмівного натиснення 0,4 кН (відносна похибка 6 %); сили тертя 0,1 кН (5 %); швидкості ковзання 0,1 м/с (3 %).

Задані умовами експлуатації характеристики гальма можна отримати поліпшенням не лише фрикційних характеристик пари тертя, але й пружно-дисипативних характеристик триботехнічної системи в цілому. Сумісне дослідження динамічних процесів в зоні тертя і в механічній системі дозволяє, зокрема, знизити нестабільність гальмівного натиснення і сили тертя гальма.

У основу методики дослідження характеристик стаціонарного тертя гальмівного механізму покладено застосування математичних методів планування і аналізу експериментів, що разом з іншими перевагами, порівняно з традиційними методиками, дає можливість застосування всіх видів статистичного аналізу.

Регресійний аналіз зусиль гальмівного механізму показує зниження інтенсивності залежності коефіцієнта тертя колодки від швидкості ковзання колеса при підвищенні жорсткості ланки в нормальному напрямі. При цьому нормальні вібропереміщення колодки збільшуються при підвищенні швидкості ковзання, підвищення жорсткості ланки в цьому напрямі демпфірує коливання колодки.

Кореляційний аналіз показує періодичну складову в спектрі низькочастотних коливань зусиль гальмівного механізму.

На величину сили тертя впливає амплітуда нормальних коливань і частотні співвідношення між коливаннями в нормальному і тангенціальному напрямках. Зміни сили тертя на різних частотах мають різний вигляд. Спектр кривої складається з гармонік кратних частоті тангенціальних переміщень.

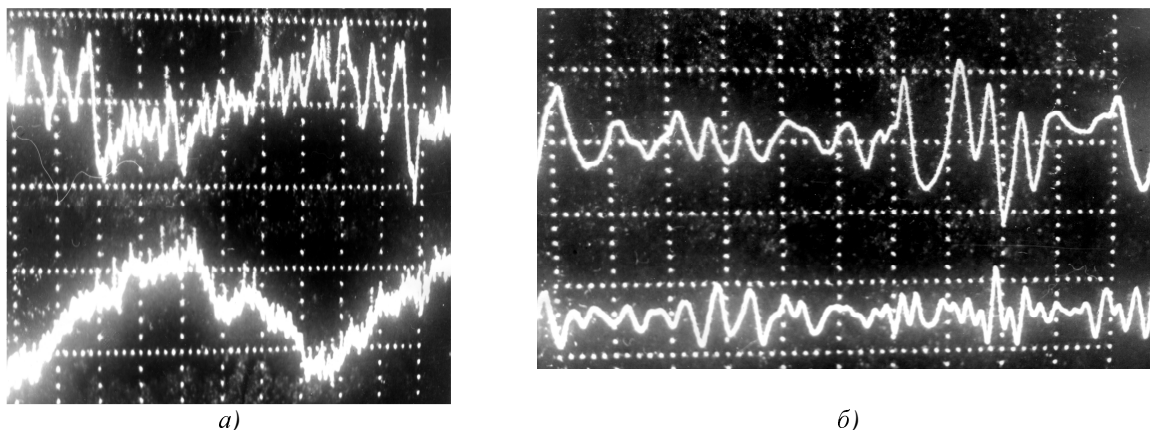


Рис. 6. Змінна складова зусиль при гальмівному натисненні 3 кН і швидкості ковзання 2 м/с: а) дискретність часу 100 мс/діл.; б) 5 мс/діл.

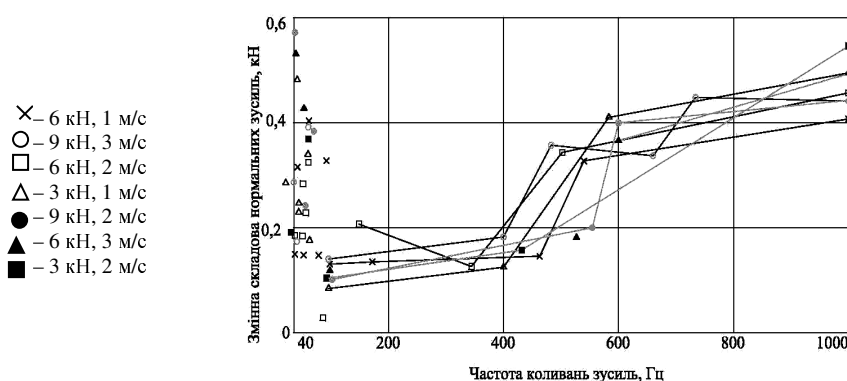


Рис. 7. Спектрограми змінної складової нормальних зусиль гальмівного механізму

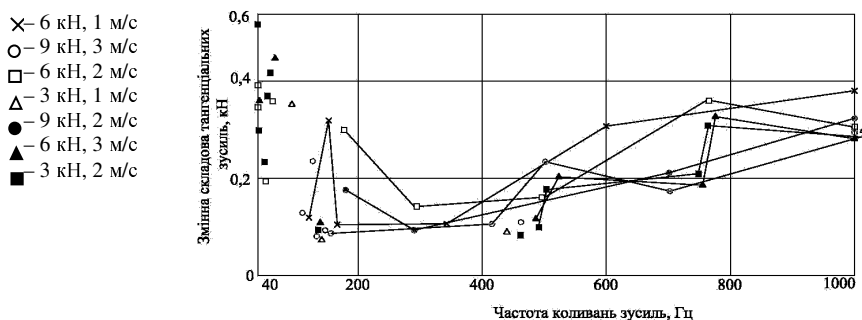


Рис. 8. Спектрограми змінної складової тангенціальних зусиль гальмівного механізму

Найбільш інтенсивне падіння сили тертя в гальмівному колодково-колісному механізмі відбувається при збільшенні швидкості руху до 5 м/с, що є областю застосування рухомого складу рейкового транспорту шахт. Для підвищення ефективності гальмування і виключення відмов в результаті блокування ходових коліс необхідне регулювання гальмівного натиснення в процесі гальмування або розробка моделей керування силою тертя в гальмівному механізмі.

Висновки. Для кожної реалізації факторного експерименту мають місце спектрограми вібропереміщень колодки і змінних складових зусиль навантаження в двох напрямках конструкційних зв'язків. Частота і амплітуда високочастотних коливань змінюються залежно від гальмівного режиму, характеристик сил навантаження, що в стані гальма статистично описується різними рівняннями регресії моделі кінетичної характеристики тертя при рівноважній шорсткості уніфікованої гальмівної колодки. Амплітуда нормальних вібропереміщень колодки збільшується при підвищенні швидкості ковзання і зниженні частоти коливань, що в характеристиках взаємодії змінює контактне зближення. Амплітуда сили тертя змінюється несиметрично щодо середнього значення, середні значення коефіцієнта тертя не дорівнюють поточним миттєвим.

Коефіцієнти регресійної моделі характеристики тертя змінюються при зміні геометрії конструктивних зв'язків в гальмівному механізмі в процесі зносу гальмівних колодок, при зміні характеристики шорсткості контактної поверхні колодки до рівноважної в процесі прироблення, при зміні механічних властивостей матеріалу в результаті зміни хімічного складу чавуну гальмівної колодки, при зміні пружних і дисипативних властивостей в кінематичному ланцюзі навантаження гальмівних механізмів, включаючи використання пневмопривода і передачі, при потрапленні в зону тертя колодки і колеса вологи та грязі з опорної поверхні рейки в промисловому експерименті, що є граничним мастилом, яке демпфірує фрикційні коливання в гальмівних механізмах.

Встановлено, що відносне ковзання гальмівної колодки призводить до вібропереміщень в нормальному напрямі до 15 мкм з частотою до 1 кГц, залежність між нормальною силою навантаження і силою тертя нелінійна і асиметрична відносно середнього значення, зближення контакту змінюється нелінійно, введення демпфірування 2 кН•с/м і зниження жорсткості в нормальному напрямі від 2540 до 420 кН/м виключає зменшення сили тертя при збільшенні швидкості ковзання і збільшує силу тертя на всьому інтервалі швидкостей, порівняно з її значеннями за тих самих швидкостей руху без демпфірування, що в стані гальма виражається зміною коефіцієнтів регресії статистичної моделі характеристики тертя гальма і частинних коефіцієнтів кореляції від 0,73 до 0,29 (швидкості руху), від 0,33 до 0,65 (гальмівного натиснення) і дозволяє керувати силою тертя гальма.

Навантаження гальма відбувається вібраційними зусиллями від тертя, високочастотні коливання гальмівної колодки є результатом сумісного збудження кінематично вимушених коливань за рахунок дискретності контакту в нормальному напрямі з фрикційними коливаннями в тангенціальному напрямі.

Отримані результати дозволяють стверджувати, що коефіцієнт тертя гальмівних колодок має агрегатні властивості в гальмівній системі і визначається геометрією контакту тертя й гальмівної передачі, інерційними, пружними і дисипативними властивостями контакту, гальмівного механізму, передачі і приводу. Зміна сили тертя від швидкості ковзання є результатом високочастотного збудження контакту тертя, від навантаження – пружної або пружно-пластичної деформації його, що є підставою для розробки моделі керування силою тертя в гальмівному механізмі за величиною й у функції швидкості руху.

Список використаної літератури:

1. *Гребенюк П.Т.* Правила тормозных расчетов / *П.Т. Гребенюк.* – М. : Интекст, 2004. – 111 с.
2. СОУ 10.1.00185790.007:2006. Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів в виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050. Загальні технічні вимоги. – [Чиний від 2007-01-01]. – К. : Мінвуглепром України, 2006. – 47 с.
3. *Коптовец А.Н.* Измерительный и обрабатывающий комплекс аппаратуры для определения характеристик рабочего процесса тормоза / *А.Н. Коптовец, А.В. Денищенко, В.В. Зиль* // Научный вестник НГУ. – 2005. – № 2. – С. 47–50.
4. *Пустыльник Е.И.* Статические методы анализа и обработки информации / *Е.И. Пустыльник.* – М. : Наука, 1968. – 288 с.
5. *Кононюк А.Е.* Основы научных исследований (общая теория эксперимента) К. 2 : монография / *А.Е. Кононюк.* – К., 2010. – 452 с.
6. *Шепель Н.В.* Испытание тормозных колодок из чугуна с повышенным содержанием фосфора / *Н.В. Шепель* // Подвижной состав железных дорог и тяга поездов: экспресс-информация. – 1963. – № 46. – С. 13–17.
7. *Вуколов Л.А.* Сравнительные характеристики тормозных колодок различных поставщиков / *Л.А. Вуколов, В.А. Жаров* // Вестник ВНИИЖТа. – М., 2005. – № 2. – С. 18–28.
8. *Zander C.P.* Metal-ceramic braking clamps on powerful locomotives / *C.P. Zander* // *Glaser's Annalen.* – 2001. – № 4. – P. 157–165.
9. *Ehlers H.* Potential and limits of opportunities of the block brake / *H.Ehlers* // *Glaser's Annalen.* – 2002. – № 6/7. – P. 290–300.
10. *Ларин Т.В.* Фосфор как модификатор, способствующий повышению фрикционных свойств и износостойкости чугунов тормозных колодок / *Т.В. Ларин* // Вестник ВНИИЖТа. – 1987. – № 3. – С. 26–30.

КОПТОВЕЦ Олександр Миколайович – доктор технічних наук, професор, кафедра транспортних систем та технологій ГВУЗ «Національний гірничий університет».

Наукові інтереси:

- теорія проектування;
- контактні коливання гальм.

Тел.: (050)997–42–22.

E-mail: javor_v@mail.ru

Стаття надійшла до редакції 07.11.2014

Коптовець О.М. Дослідження характеристик тертя і фрикційних контактних коливань гальма
Коптовец А.Н. Исследования характеристик трения и фрикционных контактных колебаний тормоза
Koptovets A. Analysis of friction characteristics and frictional contact vibrations of brake

УДК 622.625.28-592.112(043.5)

Исследования характеристик трения и фрикционных контактных колебаний тормоза / А.Н. Коптовец

Методами статистического анализа обоснованы и получены несколько регрессионных моделей кинетической характеристики трения колодочно-колесного тормоза, построенных на различном множестве упругих и диссипативных сил нагружения. Показано, что при изменении характера и величины сил в кинематической цепи тормозной системы происходит изменение коэффициента трения тормоза по величине и в функции тормозного нажатия и скорости движения. Корреляционный анализ подтверждает тесную линейную зависимость коэффициента трения, выявлены закономерности упрощения оптимальной регрессионной модели при уменьшении объемов выборки и при увеличении дисперсии наблюдений и соблюдение условий идентифицируемости. Полученные результаты позволяют утверждать, что коэффициент трения тормоза обладает агрегатными свойствами и зависит от инерционных, упругих, диссипативных свойств всех кинематических пар данной трибологической системы, фрикционные колебания синтезируют все свойства структуры тормозной системы, что расширяет область управления трением в тормозном механизме.

Ключевые слова: тормоз; характеристики трения; эксперимент; статистический анализ.

УДК 622.625.28-592.112(043.5)

Analysis of friction characteristics and frictional contact vibrations of brake / A.Koptovets

Static analysis methods have been applied to substantiate and develop several regressive models of kinetic characteristic of shoe and wheel brake using a variety of elastic loading forces as well as dissipative ones. It is demonstrated that changes in character and force intensity in brake system of kinematic chain factor into changes in brake friction coefficient in terms of value, brake application function, and motion speed. Correlation analysis supports close linear dependence of friction coefficient; regularities of optimum regression model simplification in the context of sampling amount decrease, observation dispersion increase, and adherence to specifications of identifiability have been indicated. The results make it possible to say that frictional coefficient of brake is of aggregate properties depending upon inertial behaviour, elastic behaviour, and dissipative behaviour of each kinematic pair of given tribological system; frictional vibrations synthesize all properties of braking system broadening friction control area in terms of brake device.

Keywords: brake; friction characteristics; experiment; statistic analysis.