

Бойко Г.О., Либа А.О.

ОЦІНКА СТАБІЛЬНОСТІ ВЕЛИЧИННИ ГАЛЬМІВНОГО МОМЕНТУ КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

В статті розглядається питання експериментальної оцінки рівня стабільності величини гальмівного моменту колодкового гальма на прикладі гальма типу ТКТГ-200. Оцінено вплив чинників навантаженості колодкового гальма, таких як величина установочної довжини затискної пружини, температури пари тертя: колодка-шків на момент початку гальмування та початкова частота обертання (обороту шківів) при гальмуванні. Експериментальні дослідження виконано на дослідному стенді із застосуванням математичної теорії планування експериментів. Методами регресійного аналізу отримано рівняння, яке пов'язує величину гальмівного моменту з чинниками навантаженості гальма та визначає їх силу впливу на величину гальмівного моменту.

Ключові слова: гальмо колодке, гальмівний момент, затискна пружина, температури пари тертя, частота обертання шківів, експеримент, план, рівняння регресії.

1. Вступ. Відомо, що стабільність величини гальмівного моменту колодкових гальм є запорукою безпечної та ефективної експлуатації вантажопідійомних кранів. Передусім величина гальмівного моменту залежить від зусилля затискної пружини гальма, яке в свою чергу визначається її довжиною. Співвідношення між довжиною затискної пружини гальма і величиною гальмівного моменту можна знайти в технічному паспорті заводу-виробника або в довідковій літературі, наприклад [1]. Відомо також, що величина гальмівного моменту колодкового гальма залежить від коефіцієнту тертя контактуючих поверхонь пари тертя: фрикційна накладка колодки-гальмівний шків. Причому, коефіцієнт тертя контактуючих поверхонь змінюється при кожному наступному гальмуванні, адже залежить від температури поверхонь пари тертя, яка стане стабільною коли наступить сталий тепловий стан гальма, тобто коли кількість теплоти, що утворюється на поверхні тертя, дорівнюватиме кількості теплоти, що відводиться від гальмівного шківів конвекцією і випромінюванням [2].

Справедливо вказується у ряді робіт [3, 4, 5], що на величину гальмівного моменту також чинять вплив відхилення геометричних розмірів елементів гальма і характеристик силового приводу, закладені конструктором на стадії проектування, і дійсні відхилення розмірів і характеристик приводу, а також величини чинників навантаженості гальма, а саме, рівень температури пари тертя: фрикційна накладка колодки-шків на початок гальмування, величина початкової частоти обертання при гальмуванні, величина часу пауз між гальмуваннями.

Згідно апріорної інформації про вплив чинників навантаженості гальма на величину гальмівного моменту можна стверджувати, що найістотнішими з чинників навантаженості є рівень температури пари тертя на початок гальмування і величина початкової частоти обертання шківів. Відомо, що тепловий баланс гальма настає після деякого часу роботи при повторно-короткочасних включеннях, а до цього рівень температури пари тертя змінюється практично після кожного гальмування, що викликає зміну коефіцієнта тертя і, як наслідок, зміну величини гальмівного моменту [2]. Зміна початкової частоти обертання шківів при гальмуванні носить випадковий характер і найчастіше визначається виробничою необхідністю.

Мета статті. Дослідити вплив чинників навантаженості колодкового гальма на стабільність величини гальмівного моменту.

2. Основна частина.

Дослідженню впливу структурних параметрів колодкового гальма на величини вихідних (діагностичних) параметрів колодкового гальма присвячено ряд робіт [3, 4, 5].

В роботі [4] вказується, що нестабільність величини гальмівного моменту може призвести до виникнення аварії. Автором роботи доведено, що стабільність величини гальмівного моменту забезпечується точністю регулювання гальма та стабільністю діючого (еквівалентного) коефіцієнта тертя.

В роботі [5] доведено, що гальмівний момент колодкового гальма є найбільш інформативним параметром технічного стану гальма, а його стабільність залежить технологічних і експлуатаційних факторів.

Про вплив структурних параметрів на вихідні параметри колодкового гальма наведено в роботі [3]. Автором експериментально досліджено вплив структурних параметрів та отримано рівняння регресії, які пов'язують структурні параметри з вихідними параметрами. Доведено, що найбільший вплив на величину гальмівного моменту має величина зусилля затискної пружини та температура поверхні пари тертя. Результати дослідження мають прикладне значення і можуть застосовуватися при розрахунку величини гальмівного моменту в межах величин змін структурних параметрів, але які, наприклад, для температури пари тертя є обмеженими.

Враховуючи наведене, ставиться задача експериментально дослідити вплив структурних параметрів на величину гальмівного моменту, розширивши межі зміни температури тертя та застосувати в якості структурного параметру довжину затискної пружини, як основного чинника технічної характеристики колодкового гальма.

2.1 Вибір об'єкту дослідження

Як об'єкт досліджень прийнято гальмо ТКТГ-200, що серійно випускається, та як найчастіше застосовуваний в механізмах кранів мостового типу вантажопідйомністю 5-10 т.

2.2 Методика проведення дослідження

Методика дослідження включає наступні етапи:

- вибір основних структурних параметрів (чинників), що впливають на вихідні параметри гальма, визначення області їх зміни;

- вибір плану експерименту;

- проведення експерименту і обробка його результатів;

- перевірка адекватності отриманих поліноміальних моделей.

2.2.1 Вибір основних структурних параметрів, визначення області їх зміни

Як відомо, незалежні змінні, що приймають в деякий момент часу певне значення, прийнято називати чинниками. У нашому випадку чинниками виступають структурні параметри. Кожен чинник (структурний параметр) має область свого визначення. Під областю визначення розуміють сукупність усіх значень, які може приймати цей чинник. Чинники розділяються на кількісні і якісні. Структурні параметри гальма відносяться до кількісних факторів.

До чинників пред'являються наступні вимоги [6]:

- чинники мають бути керованими, тобто вибравши потрібне значення чинника, можна його підтримувати протягом усього досліджу;

- чинники мають бути вимірюваними;

- чинники мають бути однозначні, тобто не мають бути функцією інших чинників;

- чинники мають бути сумісними, тобто усі їх комбінації здійснюються і безпечні;

- чинники мають бути незалежними, тобто можлива установка будь-якого значення (рівня) чинника незалежно від рівнів інших чинників.

Межі області визначення чинників можуть задаватися або принциповими обмеженнями, які не можуть бути порушені ні за яких обставин, або техніко-економічними міркуваннями, або умовами у кожному конкретному випадку.

Після вибору області визначення вибирають рівні варіювання чинників. У нашому випадку чинники - розмірні величини, тому необхідно провести їх кодування, лінійне перетворення існуючого факторного простору.

Перехід від натуральних значень чинників \tilde{x}_i до кодованих x_i здійснюється за допомогою формули:

$$x_i = (\tilde{x}_i - \tilde{x}_{oi}) / \Delta\tilde{x}, \quad (1)$$

де \tilde{x}_{oi} - основний рівень i -го чинника;

$\Delta\tilde{x}$ - інтервал варіювання :

$$\Delta\tilde{x}_i = (\tilde{x}_{i\max} - \tilde{x}_{i\min}) / 2, \quad (2)$$

де $\tilde{x}_{i\max}$ і $\tilde{x}_{i\min}$ - відповідно максимальне і мінімальне натуральні значення i -го чинника.

Кодування може бути цифровим або буквеним. Представлення чинників симетричними рівнями: (+ 1) - для верхнього і (- 1) - для нижнього, (0) - для основного має найбільш широке застосування в регресійному аналізі і приймається для нашого випадку.

На величини інтервалів варіювання накладаються певні обмеження. Для отримання адекватної лінійної моделі інтервали варіювання мають бути можливо вузькими, правда, інтервали не можуть бути менше тієї помилки, з якою фіксується той або інший чинник.

2.2.2 Вибір плану експерименту

Для проведення експерименту необхідно вибрати план його проведення, тобто матрицю плану. Матриця плану є умовами проведення експерименту, записаними у вигляді таблиці, де рядки відповідають різним дослідом, а стовпці - значенням факторів.

Експеримент, в якому реалізуються усі можливі поєднання рівнів чинників, називається повним факторним експериментом (ПФЕ) [6].

Плани ПФЕ мають деякі властивості, що роблять їх простим і зручним засобом опису поверхонь відгуку [7]. Основною властивістю планів ПФЕ є ортогональність матриці планування, що виражається в тому, що сума почлених стовпців будь-яких двох її стовпців дорівнює нулю:

$$\sum_{j=1}^N X_{ij} \cdot X_{uj} = 0; \quad i = \overline{1, n}; \quad u > i, \quad (3)$$

де $i = \overline{1, n}$ - номер чинника;

$j = \overline{1, N}$ - номер дослід.

До інших властивостей ПФЕ відносяться їх ротатабельність, симетричність, нормованість [7].

2.2.3 Проведення експерименту і обробка його результатів

Як відомо, регресійний аналіз призначений для знаходження за результатами експерименту зв'язку (вихідного параметра) з чинниками (структурними параметрами), які впливають на цей вихідний параметр.

Експерименти бувають "активні", тобто, що безпосередньо проводяться з об'єктом дослідження, і "пасивні" або "машинні", що проводяться на ЕОМ на математичних моделях, що описують об'єкт дослідження. У нашому випадку проводиться "активний" експеримент.

В результаті реалізації дослідів, проведених згідно вибраної матриці плану експерименту, і статистичної обробки їх результатів, відшукується залежність між вихідними параметрами і чинниками у вигляді наступної лінійної моделі

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i \cdot x_i, \quad (4)$$

коефіцієнти a_0 і a_i знаходяться за допомогою формули [8]

$$a_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{iu} \cdot y_u}{N}, \quad (5)$$

де y_u - експериментальне значення відгуку в i -му досліді;

n - номер дослідів;

N - число дослідів;

i - номер чинника;

x_i - кодоване значення чинника.

Таким чином, спосіб розрахунку коефіцієнтів наступний: для підрахунку будь-якого коефіцієнта a_j стовпцю слід приписати знаки відповідного стовпця x_i , скласти значення відгуку y з цим знаком і результат розділити на число дослідів матриці планування.

2.2.4 Перевірка адекватності отриманих поліноміальних моделей

Наступним етапом є перевірка гіпотези про адекватність моделі, тобто пошук відповіді на питання, чи можна використовувати отримане рівняння для оцінки впливу чинників на вихідний параметр або потрібна складніша модель.

Гіпотезу про адекватність найчастіше перевіряють за допомогою F - критерію (критерію Фішера). Його розрахункове значення визначають за формулою

$$F_{f_2, f_1}^{расч.} = \frac{S_{неад}^2}{S_e^2}, \quad (6)$$

де S_e^2 - дисперсія дослідів, визначена з f_1 , - числом ступенів свободи по формулі

$$S_y^2 = \frac{\sum_{g=1}^{n_0} (y_{од} - \bar{y}_0)^2}{f_1}, \quad (7)$$

де $y_{од}$ - результат ∂ - дубля (повтору) дослідів в центрі плану;

\bar{y}_0 - середнє арифметичне значення всіх m_0 дублів центрального дослідів;

$S_{неад}^2$ - дисперсія неадекватності, визначена по формулі

$$S_{неад}^2 = \frac{\sum_{u=1}^N (y_{u\text{расч}} - y_{u\text{эксп}})^2}{f_1}, \quad (8)$$

де $y_{u\text{расч}}$ і $y_{u\text{эксп}}$ - значення відгуку в n -му досліді, відповідно розраховані по рівнянню регресії і визначені експериментально;

f_2 - число ступенів свободи, визначене як:

$$f_2 = N - k', \quad (9)$$

де k' - число залишених коефіцієнтів рівняння регресії (включаючи a_0) після визначення їх значущості;
 N - число дослідів плану.

Число ступенів свободи f_1 визначається як

$$f_1 = n_0 - 1, \quad (10)$$

F - критерій, що є відношенням дисперсії неадекватності до дисперсії досліду, по суті справи відповідає на питання, в скільки разів модель передбачає гірше в порівнянні з дослідом.

Гіпотезу про адекватність рівняння приймають у тому випадку, коли розрахункове значення F - критерію не перевищує табличного [8] для вибраного рівня значущості, тобто коли

$$F_{\text{расч}} \leq F_{\text{табл}}$$

2.3 Експериментальні дослідження по визначенню впливу структурних параметрів на величину гальмівного моменту

Експериментальні дослідження по визначенню впливу структурних параметрів на величину гальмівного моменту проводилися на спеціальному стенді [9]. Стенд призначений для випробування різних конструкцій гальм вантажопідійомних машин і контролю їх вихідних параметрів.

Загальний вигляд стенду наведено на рис. 1. Колодкове гальмо типу ТКТГ-200 встановлене на рамі і за допомогою пружних муфт з'єднане з електродвигуном і дисками навантаження.

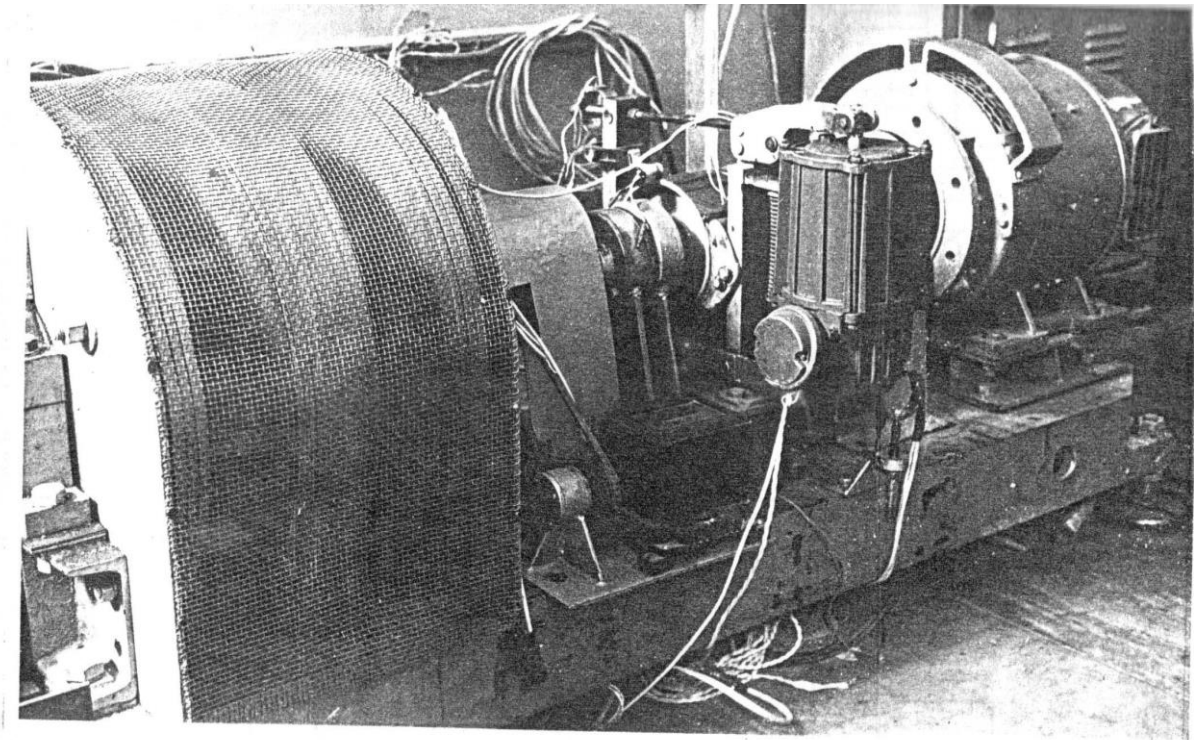


Рисунок 1 - Загальний вигляд стенду

За допомогою приєднаних до колодкового гальма і стенду датчиків і апаратури можна реєструвати такі вихідні параметри гальма і приводу, як гальмівний момент, зусилля в тязі гальма, час розмикання гальма і розгону приводу, час спрацьовування і гальмування гальма, частота обертання приводу, температуру поверхонь тертя пари: фрикційна накладка – гальмівний шків.

2.3.1 Вибір чинників (структурних параметрів), визначення області їх зміни

В якості чинників (структурних параметрів) вибрані: установочна довжина затискної пружини L (код X_1); рівень температури пари третя, на початок гальмування T (код X_2); початкова частота обертання (обороту шківів) при гальмуванні ω (код - X_3).

У таблиці 1 представлені чинники і області їх визначення.

Чинники і їх рівні

Таблиця 1

Рівні	Кодовані і натуральні значення чинників		
	$X_1 (l, \text{мм})$	$X_2 (T^\circ, \text{C})$	$X_3 (\omega \text{ хв}^{-1})$
Основний рівень	0 (185)	0 (75)	0 (825)
Інтервал варіювання	20	50	125
Верхній рівень	+1 (205)	+1 (125)	+1 (950)
Нижній рівень	-1 (165)	-1 (25)	-1 (700)

Кодовані значення чинників (X_i) пов'язані з натуральними (\tilde{x}_i) співвідношеннями

$$X_1 = \frac{\tilde{x}_1 - 185}{20}; \quad X_2 = \frac{\tilde{x}_2 - 75}{50}; \quad X_3 = \frac{\tilde{x}_3 - 825}{125}.$$

Область визначення чинника X_1 (довжина затискної пружини) обмежена значеннями гальмівних моментів, що допускаються, [1] для гальма ТКТГ- 200, область визначення чинника X_2 (температура пари третя) прийнята як один з можливих температурних інтервалів при гальмуванні передуючих стану теплового балансу, а область визначення чинника X_3 (частота обертання гальмівного шківів на початок гальмування) прийнята виходячи з реальних швидкостей пересування крану з вантажем і без нього на 1-му - 5-му положеннях командо-контролера.

2.3.2 Вибір плану експерименту, проведення експерименту і обробка результатів

План і результати експерименту по дослідженню впливу вказаних вище трьох чинники на гальмівний момент, приведені в таблиці 2.

Таблиця 2

№ досліджу	Рівні чинників			Гальмівний момент $M_T, \text{Н} \cdot \text{м}$
	X_1	X_2	X_3	
1	+1	+1	+1	141
2	+1	+1	-1	131
3	+1	-1	+1	97
4	+1	-1	-1	59
5	-1	+1	+1	285
6	-1	+1	-1	268
7	-1	-1	+1	216
8	-1	-1	-1	184

У відповідності з вибраним планом реалізовано вісім дослідів. Крім того, для оцінки дисперсії, виконали дослід в центрі плану (див. табл. 3), причому цей дослід дублювали 4 рази.

Таблиця 3

Досліди в центрі плану	Рівні чинників			Гальмівний момент $M_T, \text{Н} \cdot \text{м}$
	X_1	X_2	X_3	
1	0	0	0	172
2	0	0	0	174
3	0	0	0	174
4	0	0	0	173,5

2.3.3 Розрахунок дисперсії дослідів

Результати дослідів, що необхідні для розрахунку дисперсії, приведені в таблиці 4. Число ступенів свободи визначається за формулою:

$$f_1 = n_0 - 1, \quad (11)$$

де n_0 - число дослідів в центрі плану.

$$f_1 = 4 - 1 = 3,$$

Дисперсія дослідів визначається за формулою:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{g=1}^{n_0} (y_{од} - \bar{y}_0)^2}{f_1}, \quad (12)$$

де $y_{од}$ - результат ∂ - дубля (повтору) дослідів в центрі плану;

\bar{y}_0 - середнє арифметичне значення всіх n_0 дублів центрального дослідів;

f_1 - число ступенів свободи.

$S_y^2 = 3,4$ і відповідно $S_y = 1,85$.

Розрахунок дисперсії дослідів

Таблиця 4

Номер дубля	$M_{тq}^0$, Н·м	$\Delta M_{тq} = M_{тq}^0 - M_{тq} $	$\Delta M_{тq}^2$, Н·м
1	172	0	0
2	174	2	4
3	174	2	4
4	173,5	1,5	2,25
$\bar{M}_{тq} = 172$		$\Sigma \Delta = 10,25$	

2.3.4 Розрахунок коефіцієнтів регресії

Використовуючи результати восьми дослідів (див. табл. 2) знаходимо коефіцієнти лінійної апроксимації

$$y = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_3 + a_{12} X_1 X_2 + a_{13} X_1 X_3 + a_{23} X_2 X_3, \quad (13)$$

по формулі:

$$a_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{iu} \cdot y_u}{N}, \quad (14)$$

де y_u - експериментальне значення відгуку в i -му досліді;

n - номер дослідів;

N - число дослідів.

$$a_0 = \frac{1381}{8} = 172,625;$$

$$a_1 = \frac{-525}{8} = -65,625;$$

$$a_2 = \frac{269}{8} = 33,625;$$

$$a_3 = \frac{97}{8} = 12,125.$$

Коефіцієнти a_{12} , a_{13} і a_{23} також визначаються по формулі (14):

$$a_{12} = -4,625; \quad a_{13} = -0,125; \quad a_{23} = -5,375.$$

2.3.5 Перевірка статистичної значущості коефіцієнтів

Дисперсії оцінок коефіцієнтів розраховані по формулі:

$$S_{ai}^2 = \frac{S_y^2}{N} = \frac{3,4}{8} = 0,425 \quad (15)$$

Відповідно середньоквадратична помилка $S_{ai} = 0,65$. При рівні значущості $\alpha = 0,05$ і числі ступенів свободи $f_l = 3$ табличне значення t -критерія $t_{0,05;3} = 3,18$.

Довірчий інтервал коефіцієнтів регресії Δa_i визначається по формулі:

$$\Delta a_i = t_{\alpha;f_l} \cdot S_{ai} = 3,18 \cdot 0,65 = 2,07 \quad (16)$$

Коефіцієнти $a_0, a_1, a_2, a_3, a_{12}, a_{13}$, для яких виконується умова:

$$|a_i| \geq \Delta a_i, \quad (17)$$

слід визнати статистично значущими.

Незначущий коефіцієнт a_{13} з моделі можна виключити.

Отже, отримано наступне рівняння регресії:

$$M_T^{\text{расч}} = 172,625 - 65,625 X_1 + 33,625 X_2 + 12,125 X_3 - 4,625 X_1 X_2 - 5,375 X_2 X_3. \quad (18)$$

2.3.6 Перевірка адекватності моделі

Перевірку адекватності моделі проводимо по формулі:

$$F_{\text{расч}} \leq F^{\text{табл}}. \quad (19)$$

Значення гальмівного моменту (M_T) для умов 1-8 дослідів розраховані по рівнянню (8), зведені в таблиці 5. Тут же приведені усі дані, необхідні для розрахунку дисперсії неадекватності $S_{\text{неад}}^2$.

Порівняння експериментальних і розрахункових значень M_m

Таблиця 5

№ дослідю	$M_T^{\text{э}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_T^{\text{расч}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$(M_T^{\text{э}} - M_T^{\text{расч}})^2$
1	141	142,8	3,24
2	131	129,3	2,89
3	97	95,5	2,25
4	59	60,5	2,25
5	285	283,3	2,89
6	268	269,8	3,24
7	216	217,5	2,25
8	184	182,5	2,25
Σ			21,26

Значення $F^{\text{табл}}$ знаходимо по додатку V [8]

$$F_{\alpha;f_2;f_1}^{\text{табл}} = F_{0,05;2;3} = 9,55 \quad (20)$$

Розрахункове значення F -критерію знаходимо по формулі:

$$F_{f_2,f_1}^{\text{расч}} = \frac{S_{\text{неад}}^2}{S_y^2}, \quad (21)$$

де $S_{\text{неад}}^2$ - дисперсія неадекватності, визначена по формулі:

$$S_{\text{неад}}^2 = \frac{\sum_{u=1}^N (y_{u\text{расч}} - y_{u\text{експ}})^2}{f_1}, \quad (22)$$

де $y_{u\text{расч}}$ і $y_{u\text{експ}}$ - значення відгуку в n -му досліді, відповідно розраховані по рівнянню регресії і визначені експериментально;

S_y^2 - дисперсія дослідю.

$$F_{f_2:f_1} = \frac{S_{неод}^2}{S_y^2} = \frac{7,09}{3,4} = 2,36$$

Оскільки $F_{расч} < F_{табл}$, гіпотеза про адекватність моделі (18) при 5 %-му рівні значущості не відкидається.

3 Висновки

Аналіз моделі (18) дозволяє зробити ряд висновків. Відмітимо, що усі викладені нижче міркування про напрям і силу впливу структурних параметрів (чинників) на величину гальмівного моменту гальма ТКТГ- 200 справедливі тільки для вибраних інтервалів варіювання. У цих інтервалах найбільш сильний вплив на величину гальмівного моменту робить установочна довжина затискної пружини, а вплив частоти обертання гальмівного шківів на початок гальмування виявився слабким. Вплив температури пари тертя на момент початку гальмування має суттєве значення і особливо її вплив відзначається в інтервалі температур від 25 до 75, а в інтервалі 75-125 має менший вплив на величину гальмівного моменту, що свідчить про близьке наближення стану теплового балансу гальма.

Відносну силу впливу чинників найлегше представити на діаграмі (див. рис. 2), де величина кожного коефіцієнта позначена стовбцем відповідної висоти.

Аналіз впливу структурних параметрів (чинників) на величину гальмівного моменту свідчить, що для забезпечення стабільної величини гальмівного моменту для кранів, експлуатація яких пов'язана з виконанням відповідальних за своїм характером робіт (точність зупинки, коливання вантажу) та інтенсивних за часом використання, перед початком виконання робіт колодкові гальма механізму пересування крану необхідно в "холостому" режимі "розігріти" шляхом виконання деякої кількості загальмовувань.

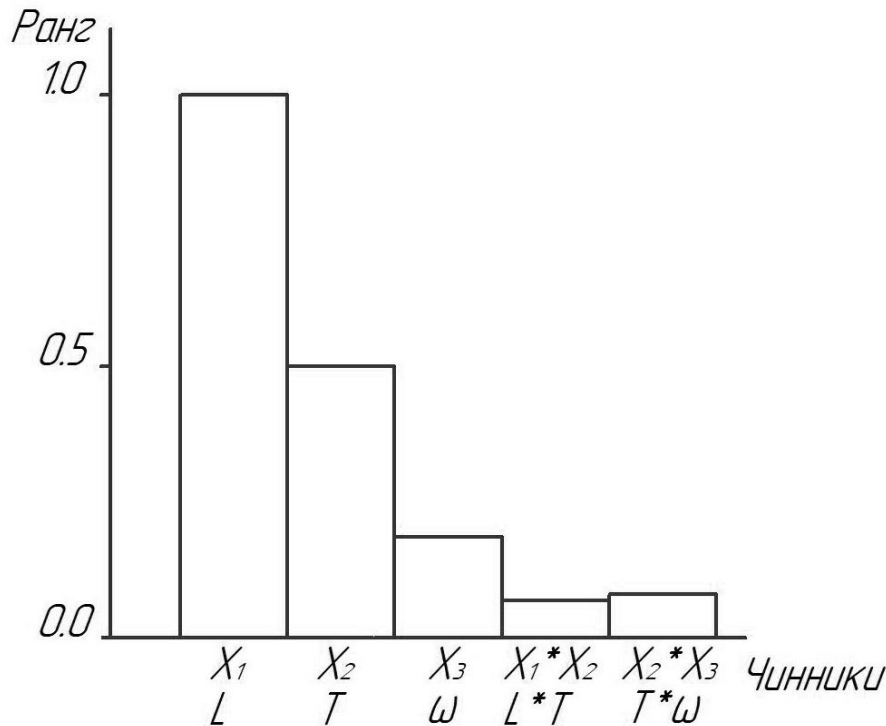


Рисунок 2 - Діаграма сили впливу чинників на параметр M_T

Література

1. Чернега В. И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. - К.: Техника, 1981. - 360 с.
2. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1965. - 675 с.
3. Бойко Г. А., Медведев Г. М., Будиков Л. Я. Оценка меры влияния факторов нагруженности тормоза на величину тормозного момента. - К., 1990. - 10с. - Деп. в УкрНИИТИ 13.12.90, № 2045-Ук90.
4. Плясунов С. И. Оценка параметрической надежности тормозов колодок кранов и совершенствование их конструкции с целью повышения безопасности и эффективности работы грузоподъемных кранов: Дис. канд. техн. наук - Харьков, 1988. - 195 с.
5. Блинов Л. Г., Кеглин Б.Г. Зависимость работоспособности тормозов кранов от эксплуатационной нагруженности // Вестник машиностроения. - 1977. - № 6. - С. 14 - 17.
6. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1976. - 279 с.
7. Тамразов А.М. Планирование и анализ регрессионных экспериментов в технологических исследованиях. - К.: Наук. думка, 1987. - 176 с.
8. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. - М.: Машиностроение, София: Техника, 1980. - 304 с.
9. Бойко Г. А., Будиков Л. Я. Стенд для диагностирования тормозов подъемно-транспортных машин // Экспресс-информация. Конструирование и эксплуатация оборудования. Сер. 6. - Вып.9. - М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1988. - 6 с.

References

1. Chernega VI, Mazurenko I.Ya. A quick reference to lifting machines. - K.: Engineering, 1981. - 360 p.
2. MP Alexandrov Brake devices in mechanical engineering. - M.: Mechanical Engineering, 1965. - 675 p.
3. Boyko GA, Medvedev GM, Budikov L. Ya. Estimation of measure of influence of factors of loading of a brake on value of a brake moment. - K., 1990. - 10s. - Dep. in UkrNIINTI December 13, 1990, No. 2045-Uk90.
4. Plyasunov SI Assessment of parametric reliability of the brake pads of cranes and improvement of their design for the purpose of increase of safety and efficiency of work of lifting cranes: Dis. Cand. tech. - Kharkov, 1988. - 195 p.
5. LG Blinov, BG Keglin The dependence of the performance of the brakes of cranes on the operational load // Bulletin of mechanical engineering. - 1977. - № 6. - С. 14 - 17.
6. Adler Yu.P., Markova EV, Granovsky Yu.V. Planning an experiment when searching for optimum conditions. - M.: Science, 1976. - 279 p.
7. Tamrazov AM Planning and analysis of regression experiments in technological research. - K.: Sciences. opinion, 1987. - 176 p.
8. Novik FS, Arsov Ya.B. Optimization of metal technology processes by experiment planning methods. - M.: Mechanical Engineering, Sofia: Engineering, 1980. - 304 p.
9. GA Boyko, L. Budikov, "A Stand for Diagnosis of Brakes of Lifting and Transport Machines," Express Information. Design and operation of equipment. Avg. 6. - Issue 9. - M.: TsNIITETIAZhMASH, 1988. - 6 p.

В статье рассматривается вопрос экспериментальной оценки уровня стабильности величины тормозного момента колодочного тормоза на примере тормоза типа ТКТГ-200. Оценено влияние факторов нагруженности колодочного тормоза, таких как величина установочной длины зажимной пружины, температуры пары трения: колодка-шкив на момент начала торможения и начальная частота вращения (обороты шкива) при торможении. Экспериментальные исследования выполнены на тормозном стенде с применением математической теории планирования экспериментов. Методами регрессионного анализа получены уравнения, которое связывает величину тормозного момента с факторами нагруженности тормоза и определяет их силу влияния на величину тормозного момента.

Ключевые слова: тормоз колодочный, тормозной момент, зажимная пружина, температура пары трения, частота вращения шкива, эксперимент, план, уравнение регрессии.

The article deals with the issue of experimental estimation of the level of stability of the value of brake torque of a brake block on the example of a brake type TKTG-200. The influence of the load factors of the brake block, such as the value of the setting length of the clamping spring, the temperature of the friction pair: the shoe pulley at the moment of the beginning of braking, and the initial speed (torque of the pulley) during braking were evaluated. Experimental studies were performed on a test bench using mathematical theory of experiment planning. Methods of regression analysis have obtained an equation that relates the magnitude of the brake torque to the load factors of the brake and determines their force of influence on the magnitude of the brake torque.

Keywords: brake shoe, brake torque, clamp spring, friction steam temperature, pulley speed, experiment, plan, regression equation.

Бойко Г. О. – канд., техн. наук, доцент, профессор кафедры залізничного, автомобільного транспорту та підійомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Ліба А. О. – студент групи ПТМ-19дм кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підійомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.