

УДК 621.92.113

М. Клендій, канд. техн. наук; М. Клендій; А. Гловин

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ТЕМПЕРАТУР МЕТАЛЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕРТЯ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ

Резюме. Досліджено теплові процеси, що виникають на робочій поверхні металевих елементів тертя. Запропоновано методику розрахунку поверхневих температур металевих елементів гальмівних пристроїв. На основі розв'язку диференціального рівняння теплопровідності визначено параметри термостабілізації металевих елементів тертя гальмівних барабанів.

Ключові слова: гальмівний барабан, теплопровідність, термостабілізація, теплообмін, елементи тертя, фрикційний.

M. Klendiy, M. Klendiy, A. Hlovin

DEFINITION SURFACE TEMPERATURE METAL IN FRICTION BRAKING DEVICES

The summary. Thermal processes on the working surface of metallic elements of friction are investigated in the article. The calculation method of surface temperatures of metallic elements of is offered. Parameters of heat setting of friction metallic elements of brake drums are determined on the basis of decision of differential equation of thermal conductivity.

Key words: brake drum, thermal conductivity, heat setting, heat exchange, elements of friction, friction.

Умовні позначення:

- ΔT – перепад поверхневих температур;
- z – координата за товщиною обода металевого елемента тертя;
- τ_T – час гальмування;
- $T(z, t)$ – змінна температура на поверхнях металевого елемента тертя;
- a, λ – коефіцієнти температуропровідності й теплопровідності матеріалу металевого елемента тертя;
- α – коефіцієнт складного теплообміну;
- A_1 – номінальна площа тертя;
- A_2 – тепловідвідні площі поверхонь металевого елемента тертя;
- Q – кількість теплоти, яка виділяється при терті за одиницю часу в процесі гальмування;
- d – діаметр робочої поверхні металевого елемента тертя;
- b, δ – ширина і товщина обода елемента тертя;
- t_3 – температура зовнішньої поверхні обода гальмівного барабана;
- t_{II} – температура оточуючого повітря;
- h – відносний коефіцієнт теплопередачі.

Постановка проблеми. Гальмівні пристрої – важливий вузол будь-якої, оснащеної ними, машини. Різні за функціональним призначенням гальма, автономні й незалежні, мають спільні металеві елементи – гальмівні барабани.

Процес гальмування, який реалізується гальмівним пристроєм, може бути як нетривалим (одиничне гальмування), так і тривалим та довготривалим (циклічне і тривале гальмування). Від тривалості процесу залежить глибина проникнення теплових хвиль у товщину металевого елемента тертя. Унаслідок цього він з плином часу стає акумулятором теплової енергії, яка здатна спричинити фізико-хімічні зміни у приповерхневих шарах фрикційних накладок. Дослідження взаємозв'язку між акумульованою тепловою енергією металевих елементів гальмівних пристроїв і фізико-

хімічними зв'язками у приповерхневих шарах фрикційних накладок є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У галузі досліджень типових процесів, що протікають у металевих елементах тертя гальмівних пристроїв різних типів, широко відомі праці [1 - 5], у яких досліджено зношувано-фрикційні властивості пар тертя, їхній вплив на експлуатаційні параметри гальмівних пристроїв. Проте у зазначених роботах не досліджено рівень і тривалість акумулювання теплових енергій у металевих елементах тертя, а також їхній вплив на технічні показники гальма. У працях [6,7] досліджено умови виникнення термостабілізаційного стану гальм, що суттєво підвищило точність прогнозування ресурсу фрикційних накладок і режиму експлуатації гальмівних пристроїв.

Мета роботи. Результати досліджень цієї роботи спрямовані на встановлення взаємозв'язку між акумульованою тепловою енергією металевих елементів гальмівних пристроїв і фізико-хімічними зв'язками у приповерхневих шарах фрикційних накладок.

Методи та результати досліджень. Припустимо, що температура у поверхневих шарах металевих елементів тертя гальмівних пристроїв змінюється з глибиною як у напівнескінченному тілі з джерелом тепловиділення потужністю Q , тобто температурне поле одомірне. Виходячи з вищевикладеного, рівняння теплопровідності має такий вигляд [8]:

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial \tau_T} = a \frac{\partial^2 \Delta T}{\partial z^2}. \quad (1)$$

У випадку еквівалентності між двома тепловими станами гальмівного шківів для автостійкості диференціального рівняння (1) необхідні початкові й граничні умови.

Такими умовами є рівняння

$$\left. \begin{aligned} A_1 \lambda \frac{\partial \Delta T}{\partial z} - A_2 \alpha \Delta T + Q = 0 \quad \text{за умови, що } z = 0, \\ \Delta T(z, 0) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

У рівняннях (1) і (2) перепад поверхневих температур між полірованою (робочою) або матовими (неробочими) поверхнями металевого елемента тертя і повітрям, яке їх омиває, визначаємо як $\Delta T = T(z, t) - T_B$.

Коефіцієнт складного теплообміну α враховує радіаційний і конвективний теплообмін від полірованої і матових поверхонь металевого елемента тертя у повітря, що їх омиває.

Номинальна площа тертя A_1 залежить від коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя і складає 0,75 від площі полірованої поверхні шківів.

Переходячи до безрозмірних координат і використовуючи критерії кондуктивного і конвективного теплообміну, а також форми подібності циліндричної оболонки металевого елемента тертя, отримали:

$$\Delta \bar{T} = \frac{T(z, \tau_T) - T_n}{T_n}; \quad \bar{Z} = \frac{z}{b}; \quad F_0 = \frac{a \tau_T}{d^2}; \quad Pd = \frac{md^2}{a}; \quad K = \frac{A_2}{A_1}; \quad \bar{Q} = \frac{b \Delta T}{\delta T_n}, \quad (3)$$

де

F_0 – критерій Фур'є, який характеризує зв'язок між швидкістю зміни температурного поля, фізичними властивостями і розмірами обода гальмівного шківів. Виражає відповідність між темпом зміни умов в омиваючому повітрі й швидкістю перебудови температурного поля усередині обода гальмівного шківів [9];

Pd – критерій Предводителя, тобто максимальна швидкість зміни відносної питомої потужності джерела за критерієм Фур'є. Є величиною відношення інтенсивностей зміни температур середовища і твердого тіла [12];

m – темп нагрівання (охолодження) металевго елемента тертя.

У свою чергу вираз (3) буде таким:

$$K_1 \frac{A_2}{A_1} = f\rho\vartheta; \quad \frac{A_2}{A_1} = \frac{f\rho\vartheta}{K_1}, \quad (4)$$

де

K_1 – величина, яка враховує умови роботи фрикційних вузлів гальмівних пристроїв (для випадку безперервної роботи $K_1 = 0,4$ кВт/м², при роботі з перервами $K_1 = 0,8$ кВт/м² [11]);

f – коефіцієнт тертя ковзання у парі “металевий елемент-фрикційна накладка”;

ν – швидкість ковзання у парі тертя.

Диференціальне рівняння (1) з його початковими і граничними умовами (2):

$$\frac{\partial \Delta \bar{T}}{\partial \bar{Z}} = \frac{\partial^2 \Delta \bar{T}}{\partial \bar{Z}^2}; \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Delta \bar{T}}{\partial \bar{Z}} - K F_0 P d \Delta \bar{T} + \bar{Q} &= 0 \quad \text{при } Z = 0 \quad (x = 0), \\ \Delta \bar{T}(Z, 0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

При узагальнених змінних $X = \frac{Z^2}{a\tau_r} = \frac{\bar{Z}^2}{\tau_r}$ диференціальне рівняння (6) має

вигляд

$$4x \frac{d^2 \Delta \bar{T}}{dx^2} + (2+x) \frac{d \Delta \bar{T}}{dx} = 0, \quad (7)$$

його розв’язок:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d \Delta \bar{T}}{dx} &= C e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{1}{2}}; \\ \frac{d \Delta \bar{T}}{d\bar{x}} &= \frac{2\bar{x}}{\tau_r} \frac{d \Delta \bar{T}}{dx} = \frac{2C_1}{\sqrt{\tau_r}} C_2^{-\frac{1}{4}x}; \\ \Delta \bar{T} &= C_1 \int e^{-\frac{1}{4}x} X^{-\frac{1}{2}} dx + C_2. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Розв’язок рівняння (8) повинен задовольняти умовам (6) при $x = 0$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{2a}{\sqrt{\tau_r}} - k F_0 P d \left[\left(a \int e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{1}{2}} dx \right)_{\min} + C_2 \right] + \bar{Q} &= 0, \\ \text{при } x = \infty; \Delta \bar{T} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Розв’язок диференціального рівняння (7), що задовольняє умові (9), має вигляд

$$\Delta \bar{T} = \frac{\bar{Q}}{k F_0 P d + \frac{1}{\sqrt{\pi \tau_r}}} \left[1 - \text{ert} \left(\frac{\bar{Z}}{2\sqrt{\tau_r}} \right) \right] = \frac{\bar{Q}}{k F_0 P d + \frac{1}{\sqrt{\pi \tau_r}}} \text{ert} \left(\frac{\bar{Z}}{2\sqrt{\tau_r}} \right). \quad (10)$$

У вищенаведених залежностях використані позначення: C, C_1, C_2 – сталі інтегрування;

$$\operatorname{erf}\left(\frac{\bar{z}}{2\sqrt{\bar{\tau}_r}}\right) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{y^2}{4}} C^{-\frac{1}{4}} x^{-\frac{1}{2}} dx = 4 \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du - \text{інтеграл Гауса.}$$

Температуру робочої поверхні гальмівного шківів визначено з (10), при $Z = 0$:

$$\Delta \bar{T}_H(\bar{\tau}_r) = \frac{\bar{Q}}{kF_0Pd + \frac{1}{\sqrt{\pi\bar{\tau}_r}}}. \quad (11)$$

Із залежності (11) отримали умову усталеного теплового стану обода гальмівного шківів при деякому перепаді температур:

$$\Delta \bar{T} = \frac{\bar{Q}}{kF_0Pd} = \frac{\bar{Q}}{km_H\bar{\tau}_r}. \quad (12)$$

Для визначення параметрів термостабілізації металевих елементів тертя (у даному випадку гальмівних барабанів) розглянемо циліндричний барабан, усередині якого діє джерело тепловиділення унаслідок тертя між робочими поверхнями фрикційних накладок гальмівних колодок та внутрішньою поверхнею гальмівного барабана. Він оточений міжконтактним середовищем.

При цьому припускаємо, що:

- тепловий потік – осесиметричний, поверхнева температура довільної точки обода барабана є функцією радіуса;
- тепловий стан обода гальмівного барабана за периметром та твірною є однаковим.

Отож, у циліндричному гальмівному барабані з радіусами r_1 і r_2 в одиницю часу та в одиниці об'єму виділяється кількість теплоти $q_S, \frac{\dot{A}\delta}{i^3}$. Потрібно визначити температуру на зовнішній поверхні обода гальмівного барабана, а також температурний напір за його товщиною, якщо відомі: температура робочої поверхні обода барабана t_T , температура оточуючого повітря, коефіцієнт теплопередачі k через товщину обода гальмівного барабана.

Математично поставлену задачу опишемо рівнянням [10]

$$\frac{d^2t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \frac{q_S}{\lambda} = 0. \quad (13)$$

Гранична умова полягає у тому, що задається температура оточуючого середовища та закон теплообміну між зовнішньою поверхнею обода барабана та оточуючим повітрям [11]. Математичне описання граничних умов можна подати виразом

$$\frac{dt}{dr} = -h(t_3 - t_{II}).$$

Тут

$$h = \frac{k}{\lambda}.$$

Підставивши $\frac{dt}{dr}$ та зробивши повторне інтегрування, після визначення його сталих отримали такий вираз для визначення температурного напору в ободі гальмівного барабана:

$$\Delta t = C_1 \ln \frac{r_2}{r_1} - \frac{q_S}{4\lambda} (r_2^2 - r_1^2), \quad (14)$$

температура зовнішньої поверхні обода гальмівного барабана дорівнює

$$t_3 = t_{II} - \Delta t.$$

У залежності (14)

$$C_1 = \frac{A - (t_M - t_{II})}{D}; \quad A = \frac{q_s}{4\lambda} (r_2^2 - r_1^2) + \frac{q_s R}{2k}; \quad D = \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{hr_2},$$

де

t_M – температура повітря та газів, які займають простір між робочими поверхнями обода гальмівного барабана та фрикційними накладками гальмівних колодок;

R – радіус обода колеса, в якому встановлено гальмівний барабан.

Залежність (14) є справедливою і для обода шківів стрічково-колодкового гальма за таких умов: джерело тепловиділення діє зовні обода барабана, тобто робоча його зовнішня поверхня; температуру внутрішньої поверхні обода гальмівного шківів визначаємо за формулою: $t_e = t_{II} - \Delta t$; значення R приймаємо як величину 2δ (δ – товщина циліндричної оболонки).

Розрахункову можливість залежності (14) оцінено після визначення коефіцієнтів теплопередачі через ободи металевих елементів тертя гальмівних пристроїв.

Висновки. На основі рівняння теплопровідності матеріалу обода металевого елемента тертя отримано аналітичні залежності при різних початкових та граничних умовах з використанням критеріїв конвективного та кондуктивного теплообміну, за якими можна визначати температури робочої (полірованої) поверхні металевого елемента тертя і температурний градієнт між полірованою та матовою його поверхнями.

Література

1. Тепловой расчет многопарных фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, М.М. Стебелецкий, И.О. Бекиш // Проблемы трибологии. – Хмельницький. – 2006. – №1. – С.11–16.
2. Вольченко Д.О. Температурний аналіз гальмівних шківів бурових лебідок / Д.О. Вольченко, М.М. Стебелецький // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2006. – №4(21). – С. 27–34.
3. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Гудз Г.С. – Харьков, 1998. – 139 с.
4. Вольченко О.І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (перша частина) / О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко, Л.І. Криштопа // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2005. – №1(14). – С. 74–78.
5. Вольченко О.І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (друга частина) / Д.О. Вольченко, Л.І. Криштопа // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2005. – №2(15). – С. 45–49.
6. Вольченко Д.А. Вплив теплонавантаженості на закони взаємодії пар тертя барабанно-колодкових гальм транспортних засобів / Д.А. Вольченко, В.М. Павліський, М.М. Стебелецький // Збірник наукових праць «Проектування, виробництво та експлуатація транспортних засобів і поїздів». – Львів: Асоціація «Автобус», 2001. – Вип. 5. – С. 41–44.
7. Вольченко Д.О. Температурний аналіз гальмівних шківів бурових лебідок / Д.О. Вольченко, М.М. Стебелецький // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2006. – №4(21). – С. 27–34.
8. Ибрагимов В.А. Определение температуры поверхности трения механического тормоза буровой лебедки при спуске буровой колонны в скважину / В.А. Ибрагимов, С.М. Тагиев // Нефть и газ. – Баку, 1987. – №4. – С. 19–22.
9. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении / Александров М.П. – М.: Машгиз, 1965. – 675 с.
10. Браун Э.Д. Математико-физическое моделирование трибологических систем / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе // В сб.: Докл. междунар. конгрессу по механике и трибологии транспортных систем. – Ростов-на-Дону, 2003. – С. 142–147.
11. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
12. Цой П.В. Об одном методе теплового расчета в деталях тормозных механизмов в период длительного торможения / П.В. Цой, П.Л. Браильчук // В тр. конф.: Пути повышения надежности и

экономической эффективности автомобилей, работающих в жарком климате и горных районах страны. – Душанбе, 1971. – С. 329–335.

Одержано 11.02.2010 р.