

## МЕТОДИКА ОЦІНЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСУ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Національний університет біоресурсів і природокористування України

*Для багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, які мають зовнішні та внутрішні пари тертя з почерговим їх вмиканням, наведено аналітичні залежності для оцінювання теплового балансу з урахуванням вимушеного та природного конвективного, радіаційного та кондуктивного теплообміну. При цьому наголошено, що матові (охолоджувальні) та поліровані (нагрівальні) поверхні металевих фрикційних елементів мають різну випромінювальну здатність.*

**Вступ.** Відомо, що необхідною умовою зовнішнього тертя є наявність додатного градієнта механічних властивостей по глибини кожного з тертьових тіл. Це забезпечує наявність тонкого поверхневого шару з меншою міцністю, ніж матеріал основи, що запобігає її інтенсивному руйнуванню. В сучасних парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки додатний градієнт забезпечується розм'якшенням поверхневого шару накладок під дією тепло-ти тертя.

За відносного ковзання двох спряжених поверхонь пари тертя внаслідок виникнення пружних і пластичних деформацій плям контакту і подолання молекулярної взаємодії макрорух тіла переходить у мікрорух частинок його поверхневого шару, який є хаотичним, його називають тепловим. У точках дискретного контакту поверхонь тертя виникають температурні спалахи. При цьому теплота поширюється, з одного боку, всередину гальмівного шківів і фрикційних накладок (теплопровідністю—кондуктивним теплообміном), а з другого – вона від їхніх поверхонь розсіюється у навколишнє середовище (променевим теплообміном і вимушеною конвекцією). Після завершення гальмування, тобто в разі розімкненого гальма, гальмівний шків виконує роль акумулятора теплоти, і саме він нього зумовлює процеси теплообміну з тією лише різницею, що замість вимушеної конвекції відбувається природна.

Процес відведення теплоти від полірованої (робочої) і матових поверхонь металевих елементів тертя, якими в стрічково-колодковому гальмі є гальмівний шків і стрічка, у навколишнє повітря – надто складний. Його інтенсивність залежить від низки факторів: форми і розмірів тепловідвідних поверхонь, їх температури, швидкостей і термодинамічних параметрів повітряних потоків за природної і вимушеної конвекції, а також від інтенсивності радіаційного теплообміну.

Радіаційний і кондуктивний (теплопровідністю) теплообміни відбуваються незалежно від кінематичного стану металевих елементів тертя, тобто від того, рухомі вони чи ні. У разі нерухомого стану відбувається природний конвективний теплообмін, а за рухомого – вимушений. Інтенсивність відведення теплоти від поверхонь металевих елементів тертя характеризується сумарним коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ , складові якого визначаються розрахунковим або експериментальним шляхом.

**Методи та результати.** Значення коефіцієнта тепловіддачі визначають двома методами. Перший метод (метод Скнара), згідно з яким використовують залежність вигляду  $\alpha = f(V, t_M, t_{II}, t_B)$ , де  $V$  – швидкість повітряних потоків, які омивають поверхні гальмівного шківів або гальмівної стрічки;  $t_M, t_{II}$  – температури матової і полірованої поверхонь гальмівного шківів або гальмівної стрічки;  $t_B$  – температура повітряного потоку. Другий метод – метод зіставлення (порівнювання) питомих теплових потоків). Визначають питомі теплові потоки від зовнішньої полірованої (робочої) поверхні до внутрішньої і бічних матових поверхонь обода гальмівного шківів; внутрішньої полірованої (робочої) до зовнішньої поверхні гальмівної стрічки (для нетрадиційного стрічково-колодкового гальма); внутрішньої і бічних поверхонь обода гальмівного шківів і зовнішньої поверхні гальмівної стрічки до повітря, яке омиває їх. У цьому разі температура робочих поверхонь обода гальмівного шківів або гальмівної стрічки визначається розрахунковим або експериментальним шляхом. Крім того, з поверхонь гальмівного шківів здійснюється тепловіддача променевипромінюванням повітря, яке його омиває.

Коефіцієнти випромінювання для матової і полірованої поверхонь сталевих обода гальмівного шківів мають різні значення. За

відношенням коефіцієнтів випромінювання матової та полірованої поверхонь, яка має дорівнювати відношенню площ охолоджуваної та нагрівної поверхонь, можна судити про якість теплового стану шківів (змінний, усталений, стабілізаційний).

Установлено, що після реалізації циклічних гальмувань температура поверхні тертя досягає максимальної для цього режиму роботи усталеної температури  $t_{уст}$ , за якої подальше її підвищення припиняється, оскільки кількість теплоти, утворюваної під час гальмування, стає рівною кількості теплоти, яка відводиться у навколишнє середовище [1].

Зрозуміло, що усталеного теплового режиму металевих елементів тертя гальмівних пристроїв необхідно уникати в зоні температур, які перевищують допустиму для матеріалу фрикційних накладок, оскільки під час її перевищення в ньому вигоряють сполучні компоненти.

Розглянемо тепловий баланс багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки за таких припущень:

– кількість теплоти, яка генерується у зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах за одиницю часу (секунду), дорівнює кількості теплоти, розсіяваної у навколишнє середовище;

– кондуктивного теплообміну між зовнішніми і внутрішніми фрикційними вузлами не відбуваються через низький коефіцієнт теплопровідності матеріалу фрикційних накладок який є теплоізоляційним.

Рівняння теплового балансу для зовнішніх і внутрішніх пар тертя стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} dQ_1 + dQ_2 - dQ_3 - dQ_4 &= dQ_5 + dQ_6, \\ dQ_1' + dQ_2' - dQ_3' - dQ_4' &= dQ_5' + dQ_6', \end{aligned}$$

де  $dQ_1, dQ_1'$  – елементарна кількість теплоти, яка акумулюється у гальмівній стрічці і гальмівному шківі після завершення відповідно першої і другої стадій гальмування в інтервалах часу від  $\tau_1$  до  $\tau_2$  і від  $\tau_2$  до  $\tau_3$ ;  $dQ_2, dQ_2'$  – елементарна кількість теплоти, яка акумулюється на зовнішніх і внутрішніх поверхнях фрикційних накладок після завершення відповідно першої і другої стадій гальмування в інтервалах часу від  $\tau_1$  до  $\tau_2$  і від  $\tau_2$  до  $\tau_3$ ;  $dQ_3, dQ_3'$  – елементарна кількість теплоти, яка відводиться радіаційним і вимушеним конвективним теплообміном від поверхонь гальмівної стрічки і шківів за весь цикл гальмування ( $\tau_T$ );  $dQ_4, dQ_4'$  – елементарна кількість теплоти, яка відводиться кондуктивним теплообміном від кінців гальмі-

вних стрічок через осі та інші кріпильні елементи до балансира і до мотильових шийок гальмівного вала; поверхні виступу обода шківа, який контактує з фланцем барабана бурової лебідки;  $dQ_5$  і  $dQ_6$ ;  $dQ_5'$  і  $dQ_6'$  – елементарна кількість теплоти, яка залишилась на поверхнях взаємодії зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальмування після завершення циклу гальмувань.

У табл. 1 наведено складові теплового балансу багатопарних фрикційних вузлів (зовнішніх – індекс «1» і внутрішніх – індекс «2» пар тертя) стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які мають такі умовні позначення:  $m_C$ ,  $m_{Ш}$ ,  $m_{Н1}$ ,  $m_{Н2}$  – маси відповідно стрічки, шківа і поверхневих шарів накладок;  $c_{PC}$ ,  $c_{PШ}$ ,  $c_{PH1}$ ,  $c_{PH2}$  – теплоємності матеріалів: стрічки, шківа і шарів поверхонь накладок;  $c_{PB1}$ ,  $c_{PB2}$ ,  $c_{PB3}$ ,  $c_{PB4}$  – об'ємні теплоємності;  $t_{B1}$ ,  $t_{B2}$ ,  $t_{B3}$ ,  $t_{B4}$  – температури повітряних потоків;  $G_{B1}$ ,  $G_{B2}$ ,  $G_{B3}$ ,  $G_{B4}$  – кількість повітря, яке омиває зовнішні і внутрішні поверхні стрічки і шківа;  $c_{CP1}$ ,  $c_{CP2}$  – середній коефіцієнт випромінювання теплоти від полірованої і матової поверхні стрічки і шківа;  $\Sigma A_C$ ,  $\Sigma A_{Ш}$  – сумарна площа радіаційного теплообміну стрічки і шківа;  $t_C$ ,  $t_{Ш}$ ,  $t_0$  – температури: стрічки, шківа і навколишнього середовища;  $R_1$  – радіус зовнішньої поверхні гальмівної стрічки;  $R_2$  – висота виступу ободу шківа;  $h_1$ ,  $h_2$  – товщина: стрічки і виступу ободу шківа;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  – коефіцієнти теплопровідності матеріалів стрічки і шківа;  $m_1 = \sqrt{2\alpha_{PC}/(\lambda_1 h_1)}$ ;  $m_2 = \sqrt{2\alpha_{PШ}/(\lambda_2 h_2)}$ ;

$\alpha_{PC}$ ,  $\alpha_{PШ}$  – коефіцієнти радіаційної тепловіддачі від зовнішньої поверхні гальмівної стрічки і від вільної поверхні виступу обода шківа;  $I_1(m_1 R_1)$  і  $I_0(m_1 R_1)$ ;  $I_1(m_2 R_2)$  і  $I_0(m_2 R_2)$  – функції Бесселя неявного аргумента.

Оскільки в лабораторних і промислових умовах у зовнішніх фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм температури поверхонь тертя не перевищують допустимої для матеріалу ФК-24А (390 °С [2]), досліджено внутрішні пари тертя.

Результати розрахунків теплових втрат від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 при вимушеному конвективному і радіаційному теплообміні, а також при кондуктивному теплообміні наведені у табл. 2, в якій  $Q_3$ ,  $Q_4$  – кількість теплоти, яка розсіюється від поверхонь гальмівного шківа вимушеним конвективним і радіаційним, а також кондуктивним теплообміном.

Таблиця 1

Складові теплового балансу багатопарних фрикційних вузлів (зовнішніх і внутрішніх пар тертя) стрічково-коловдкових гальм бурових лебідок

Зовнішні пари тертя гальма		Внутрішні пари тертя гальма		Тепловий баланс пар тертя	
Перша Стадія гальмування		Друга Стадія гальмування		за повний цикл гальмування	між гальмуваннями
Математичні вирази складових теплового балансу					
(1)	$dQ_1 = \int_{\tau_1}^{\tau_3} m_{II} c_{p,II} \frac{\partial T}{\partial \tau_2} d\tau_2;$	(1)	$dQ_1' = \int_{\tau_1}^{\tau_3} m_{III} c_{p,III} \frac{\partial T}{\partial \tau_3} d\tau_3;$	(5)	$dQ_5 + dQ_6 = dQ_7; \quad (9)$
(2)	$dQ_2 = \int_{\tau_1}^{\tau_3} m_{II} c_{p,II} \frac{\partial T}{\partial \tau_2} d\tau_2;$	(2)	$dQ_2' = \int_{\tau_1}^{\tau_3} m_{II} c_{p,II} \frac{\partial T}{\partial \tau_3} d\tau_3;$	(6)	$dQ_5' + dQ_6' = dQ_7'; \quad (10)$
(3)	$dQ_3 = \int_{\tau_1}^{\tau_3} G_{\tau_1, \tau_2} c_{p,\tau_2} d\tau_2 + \int_{\tau_1}^{\tau_3} G_{\tau_2, \tau_3} c_{p,\tau_3} d\tau_3 +$ $+ c_{\tau_1} \sum A_{\tau_1} \int_{\tau_1}^{\tau_3} \left[ \frac{(273 + t_{\tau_1})^4}{100} - \frac{(273 + t_0)^4}{100} \right] d\tau_1;$	(3)	$dQ_3' = \int_{\tau_1}^{\tau_3} G_{\tau_1, \tau_2} c_{p,\tau_2} d\tau_2 + \int_{\tau_1}^{\tau_3} G_{\tau_2, \tau_3} c_{p,\tau_3} d\tau_3 +$ $+ c_{\tau_2} \sum A_{\tau_2} \int_{\tau_1}^{\tau_3} \left[ \frac{(273 + t_{\tau_2})^4}{100} - \frac{(273 + t_0)^4}{100} \right] d\tau_2;$	(7)	$dQ_4' \geq dQ_3; \quad (11)$
(4)	$dQ_4 = 1,5\pi R_1 \lambda_1 h_1 m_1 \frac{I_1(m, R_1)}{I_0(m, R_1)} \int_{\tau_1}^{\tau_3} dt_1 d\tau_2;$	(4)	$dQ_4' = 2\pi R_2 \lambda_2 h_2 m_2 \frac{I_1(m, R_2)}{I_0(m, R_2)} \int_{\tau_1}^{\tau_3} dt_2 d\tau_3;$	(8)	$dQ_4' \geq dQ_4. \quad (13)$
Гальмірна стрічка і гальмірний шків з фрикційними накладками перебувають у нерухомому стані					
Використовуються залежності для визначення $dQ_3$ ; (3) і $dQ_4$ ; (4); $dQ_3'$ ; (5) і $dQ_4'$ ; (8). Тільки у залежностях (3) і (4) розглядається природний конвективний теплообмін від їхніх поверхонь.					

Аналіз даних, наведених у табл. 2, дозволяє констатувати таке.

За ефективністю види теплообміну розміщуються у такій послідовності: радіаційний, кондуктивний, вимушений і природний конвективний. У міру охолодження поверхонь гальмівного шківів радіаційний теплообмін реалізується сумісно або з кондуктивним, або з вимушеним конвективним, або з природним конвективним теплообміном. При цьому приблизно 80 % теплоти сприймають внутрішні фрикційні вузли.

Таблиця 2

**Кількість теплоти, яка витрачається на нагрівання гальмівного шківів бурової лебідки і охолодження його поверхонь різними видами теплообміну за однаковий час**

$t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$Q^*$ , МДж	$\tau_{\text{н}} = \tau_0$ , с	$Q_3$		$Q_4$	$\Sigma Q$ , кДж	$(Q_5 + Q_6) - \Sigma Q$ , МДж
				кДж				
100	20	9,355	249,0	0,3	1262,0	95,12	1357,42	7,998
500		34,89	1022,0	1,23	5170,0	390,0	5561,23	29,329

$Q$  – кількість теплоти, яка витрачається на нагрівання гальмівного шківів.

З аналізу кількостей теплоти, яка генерується у тілі гальмівного шківів і розсіюється від його поверхонь, випливає, що темп охолодження у десятки разів менший, ніж темп нагрівання. Для усунення такої великої диспропорції у тепловому балансі гальмівного шківів теплоту, яка генерується в процесі гальмування, необхідно зразу відводити від його робочої поверхні. Це досягається введенням примусового охолодження (наприклад, за рахунок застосування ефекту термоелектричного охолодження).

**Висновки.** На основі запропонованого розрахунково-експериментального методу оцінювання складових теплового балансу гальмівного шківів уточнено значення коефіцієнтів тепловіддачі за різними видами теплообміну від поверхонь гальмівного шківів. Це дозволить ще на стадії проектування гальмівного шківів прогнозувати його теплонавантаженість залежно від режимів роботи гальма.

**Список літератури**

1. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении / М.П.Александров – М.: Машгиз, 1965. – 675 с.

2. Гудз Г.С. Обґрунтування методів досліджень та теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів: Дис... докт. техн. наук: 05.22.02./ Г.С. Гудз– Харків: 1988. – 293с.

3. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Г.С. Гудз – Харьков, 1998. – 139 с.

4. Балакин В.А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения./ А.В. Балакин, В.П. Сергиенко. – Гомель: ИММС НАНБ, 1999. – 131 с.

5. Кулиев В.А. Расчет теплового режима работы ленточного тормоза / В.А.Кулиев, А.П.Бегиджанова, А.В. Чичинадзе– В сб. статей: Расчет и моделирование режима работы тормозных и фрикционных устройств. – М.: Наука, 1974. – С. 15–20.

6. Чичинадзе А.В. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В.Чичинадзе, Р.М.Матвеевский, Э.Д.Браун – М.: Наука, 1986. – 248 с.

**Стебелецкая Н.М. Методика оценки теплового баланса многопарных фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2010. – Вип. 54. – С.60–66.**

Для многопарных фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов, которые имеют внешние и внутренние пары трения с поочередным их включением, приведены аналитические зависимости для оценки теплового баланса с учетом вынужденного и естественного конвективного, радиационного и кондуктивного теплообмена. При этом отмечено, что матовые (охлаждаемые) и полируемые (нагреваемые) поверхности металлических фрикционных элементов имеют разную излучательную способность.

Табл. 2, список лит. 6 наим.

**Stebeletska N.M. Technique for estimating the heat balance multipair friction knots Band drum brakes.**

For multipair friction knots Band drum brakes, which are both external and internal friction pairs with alternate their inclusion, given analytical expressions for estimating the heat balance, taking into account forced and natural convection, radiation and conductive heat transfer. In this case, noted that the mat (cooling) and polished (heating) surface of metallic friction elements have different emissivity.

Стаття надійшла до редакції 18.10.2010