

УДК 62-92.113

**Крыжановский Е.И., д.т.н., Вольченко Д.А., к.т.н., Малык В.Я., к.т.н.,
Кашуба Н.В., аспирант, Бачук И.В., аспирант**

**Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа,
г. Ивано-Франковск**

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ ВО ФРИКЦИОННЫХ УЗЛАХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

Рассматривается расчетно-экспериментальный метод определения коэффициентов распределения тепловых потоков в различных тепловых моделях пар трения тормозных устройств.

Введение

Тепловые задачи трения на современном уровне решаются при граничных условиях второго рода, когда задан тепловой поток, направленный на границе контакта внутрь рассматриваемого трущегося тела. При известном тепловыделении в зоне контакта возникает задача правильного определения распределения тепловых потоков между трущимися телами. Количественно это соотношение выражается через коэффициент распределения тепловых потоков $\alpha_{m.n.}$. Если при трении на единице поверхности в единицу времени генерируется тепловой поток q , то в металлический фрикционный элемент его попадает $q_1 = \alpha_{m.n.}q$, а в контртело, т. е. во фрикционную накладку – $q_2 = (1 - \alpha_{m.n.})q$, следовательно $q = q_1 + q_2$. При этом q , q_1 и q_2 в процессе трения изменяются во времени.

Состояние проблемы

Существующие методы оценки коэффициентов распределения тепловых потоков во фрикционных узлах тормозных устройств, изложенные в работах [1-5], имеют ряд существенных недостатков, к которым следует отнести:

- указанные коэффициенты необходимо определять не только во время торможения, но и при разомкнутом фрикционном узле тормоза;
- при рассмотрении составляющей тепловой модели, т.е. фрикционной накладки, необходимо в ней учитывать рабочий приповерхностный слой;
- необходимо давать оценку термического сопротивления элементов металлического фрикционного узла, а также фрикционной накладки;
- при определении указанных коэффициентов необходимо оперировать коэффициентами теплопередачи через металлический и неметаллический фрикционные элементы тормоза.

Определение термического сопротивления элементов тормозного шкива буровой лебедки У2-5-5

Исходные данные и результаты расчетов термического сопротивления элементов тормозного шкива буровой лебедки представлены в табл. 1.

Конструктивные параметры тормозного шкива и его элементов показаны на рис. 1. Расчеты выполнялись по формулам (1) и (2) [6] для четырех материалов, из которых был изготовлен тормозной шкив. Коэффициенты теплопроводности материала шкива (λ) относятся к: стали 45; магниевому сплаву; латуни и алюминиевому сплаву. Термическое сопротивление цилиндрической оболочки (1) (рис. 1) изменялось от 0,051 до 0,015 $^{\circ}C/Bm$. Для фланца шкива оно изменялось от 0,028 до 0,0083 $^{\circ}C/Bm$. Для одной из реборд шкива термическое

Таблица 1
Исходные данные и результаты расчетов термического сопротивления элементов тормозного шкива буровой лебедки У-2-5-5

Элемент тормозного шкива	Конструктивные параметры				Расчетная формула	Коэффициент теплопроводности, λ , $Bm/(m^{\circ}C)$	Тепловое сопротивление элементов тормозного шкива, R , $^{\circ}C/Bm$
	r_1 , м	r_2 , м	L , м	δ , м			
1	0,565	0,59	0,22	0,025	$R = \frac{L}{\lambda \pi [r_1^2 - r_2^2]}$; (1)	47,8	0,051
						79,1	0,031
						109,0	0,022
						163,0	0,015
						47,8	0,028
2	0,42	0,565	0,035	0,145	$R = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi\lambda L}$. (2)	79,1	0,017
						109,0	0,012
						163,0	$8,274 \cdot 10^{-3}$
						47,8	0,011
						79,1	$6,825 \cdot 10^{-3}$
3	0,565	0,615	0,025	0,05	$R = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi\lambda L}$. (2)	109,0	$4,953 \cdot 10^{-3}$
						163,0	$3,312 \cdot 10^{-3}$
						47,8	$8,957 \cdot 10^{-3}$
						79,1	$5,413 \cdot 10^{-3}$
						109,0	$3,928 \cdot 10^{-3}$
4	0,575	0,615	0,025	0,04	$R = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi\lambda L}$. (2)	163,0	$2,627 \cdot 10^{-3}$
						47,8	$3,43 \cdot 10^{-3}$
						79,1	$2,073 \cdot 10^{-3}$
						109,0	$1,504 \cdot 10^{-3}$
						163,0	$1,006 \cdot 10^{-3}$
5	0,575	0,59	0,025	0,015	$R = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi\lambda L}$. (2)	47,8	0,102
						79,1	0,062
						109,0	0,044
						163,0	0,03
						47,8	0,102
Суммарное термическое сопротивление шкива					ΣR		
						47,8	0,102
						79,1	0,062
						109,0	0,044
						163,0	0,03

сопротивление изменялось от 0,011 до 0,0033 °C/Вт. Для цилиндрического диска, на котором была разбита цилиндрическая оболочка, термическое сопротивление изменялось от 0,0034 до 0,001 °C/Вт. Суммарное термическое сопротивление тормозного шкива буровой лебедки изменялось от 0,102 до 0,03 °C/Вт. Наличие фланца и двух ребер в тормозном шкиве увеличило его термическое сопротивление по сравнению только с цилиндрической оболочкой (для всех материалов) в два раза.

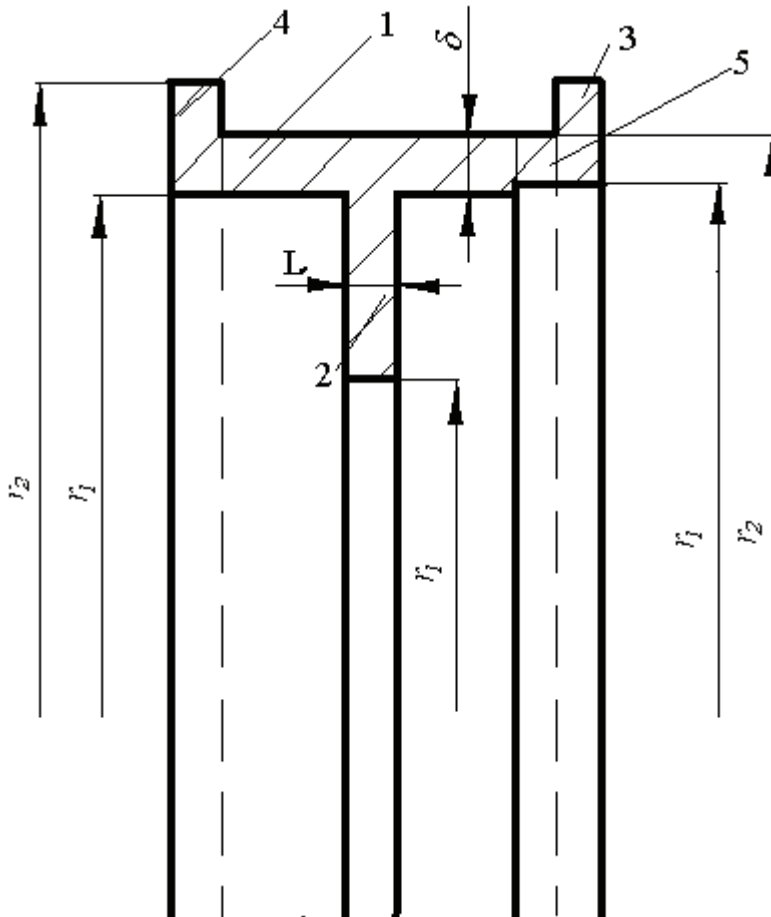


Рис. 1. Конструктивные параметры тормозного шкива и его элементы:
1 — цилиндрическая оболочка; 2 — фланец; 3, 4 — реборды; 5 — цилиндрический диск

Тепловые модели фрикционных узлов тормозных устройств и определение коэффициентов теплопередачи через них

Рассмотрим в качестве примера ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки.

Согласно тепловой модели фрикционного узла (лента + накладка – обод тормозного шкива) определяют коэффициенты теплопередачи i в теплообменных процессах через такие многослойные объекты, как:

– «среда межконтактной зоны между парами трения — полированная (рабочая) поверхность обода тормозного шкива — омывающий воздух матовую (нерабочую) поверхность обода тормозного шкива»

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи от: межконтактной среды к рабочей (полированной) поверхности металлического элемента трения; внешней (матовой) его поверхности к омывающему воздуху; δ_1 — толщина металлического элемента трения; λ_1 — коэффициент теплопроводности материала обода шкива;

– «среда межконтактной зоны между парами трения — приповерхностный слой фрикционной накладки — тормозную ленту — омывающий воздух матовую (нерабочую) поверхность тормозной ленты»

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_l}{\lambda_l} \right) + \frac{1}{\alpha_3}}, \quad (4)$$

где α_3 — коэффициент теплоотдачи от матовой поверхности тормозной ленты к омывающему воздуху; $\delta_n, \delta_n, \delta_l$ — толщина: приповерхностного слоя фрикционной накладки, собственно накладки и тормозной ленты; $\lambda_n, \lambda_n, \lambda_l$ — коэффициенты теплопроводности: приповерхностного слоя накладки, собственно накладки и тормозной ленты;

– по значениям коэффициентов теплопередачи в парах трения, находящихся в замкнутом или разомкнутом состоянии, определяют коэффициенты распределения теплоты между их элементами

$$\alpha_{m.n.} = \frac{K}{K + K_1}; \quad (5)$$

$$\alpha'_{m.n.} = \frac{K_1}{K + K_1}. \quad (6)$$

Данная тепловая модель серийного ленточно-колодочного тормоза является адекватной тепловой модели барабанно-колодочного тормоза с той лишь разницей, что в первой используется тормозная лента, а во второй — тормозная колодка, а также тем, что в первой рабочей поверхностью является наружная поверхность обода шкива, а во второй — внутренняя поверхность обода барабана.

Начальные данные и результаты расчетов коэффициентов теплопередачи через элементы пар трения и распределения тепловых потоков между их поверхностями взаимодействия ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5 приведены в табл. 2.

Для пар трения ленточно-колодочного тормоза в интервале температур от 100 до 450 °С для металлического элемента пары трения коэффициент распределения теплового потока изменяется от 0,531 до 0,756, а для неметаллического элемента — от 0,469 до 0,244. Несмотря на то, что за счет внешних пар трения ленточно-колодочного тормоза происходит динамическое, и как следствие, тепловое разгружение его внешних пар трения, есть вероятность того, что стабилизация обода тормозного шкива может наступить. Выходит, что обод металлических элементов трения тормозных устройств необходимо принудительно охлаждать для непопадания материала фрикционной накладки в зону допустимой температуры.

Выводы

Таким образом, предложен метод верного и точного расчета коэффициентов распределения тепловых потоков между металлическими и неметаллическими элементами пар трения различных видов фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов. Метод расширит возможности тепловой динамики по регулированию тепловых потоков между элементами пар трения для целенаправленного выбора их материалов.

Таблица 2

Начальные данные и результаты расчетов коэффициентов теплопередачи через элементы пар трения и распределения тепловых потоков между их поверхностями взаимодействия ленточно-колочного тормоза буровой лебедки У2-5-5

Поверхностные температуры: $\frac{\text{полированная } (t_{\text{П}})}{\text{маговой } (t_{\text{М}})}$	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	50	90	160	210	250	340	400	425	470	510	560	590
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Толщина: приведенная обода тормозного шкива δ_0 , мм; тормозной ленты δ_L , мм; приповерхностного слоя фрикционной накладки $\delta_{\text{ШЛ}}$, мм; фрикционной накладки $\delta_{\text{НЛ}}$, мм;	28,0											
	6,0											
	5,6	8,2	11,4	14,4	15,8	19,6	22,8	25,6	28,4	30,72	34,0	35,4
Коэффициенты теплопроводности материалов элементов фрикционной пары, Вт/м·°С: обода тормозного шкива (λ_0); тормозной ленты ($\lambda_{\text{Л}}$); фрикционной накладки ($\lambda_{\text{НЛ}}$); приповерхностного слоя накладки ($\lambda_{\text{ШЛ}}$).	48,85											
	53,94											
	0,736											
	1,02											
Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей, Вт/м ² ·°С: полированной (α_4) и маговой (α_5) обода шкива; тормозной ленты (α_6).	6,67											
	6,67	9,73	15,1	25,0	37,5	45,1	57,08	73,75	89,17	111,67		
	6,67											
Коэффициенты теплопередачи через поверхности пар трения, Вт/м ² ·°С: обод тормозного шкива (K_2); фрикционную наладку (K_3).	3,329	3,329	3,329	3,948	5,93	7,653	9,325	12,517	16,405	18,243	23,278	32,78
	2,935	2,935	2,935	2,935	3,417	3,56	3,693	4,033	4,297	4,319	4,504	4,655
	6,67											
Коэффициенты распределения тепловых потоков через элементы пары трения: металлический ($\alpha_{\text{ТЛ.1}}$); неметаллический ($\alpha_{\text{ТЛ.2}}$).	0,531	0,531	0,531	0,574	0,634	0,683	0,716	0,756	0,793	0,809	0,838	0,876
	0,469	0,469	0,469	0,426	0,366	0,317	0,284	0,244	0,207	0,191	0,162	0,124
	6,67											

Список литературы

1. Тормозные устройства: Справочник /М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н.Федосеев, Н.В. Новожилов. — М.: Машиностроение, 1986. — 311 с.
2. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ, 1999. — 131 с.
3. Гинзбург А.Г. Коэффициенты распределения тепловых потоков при торможении // Расчет и испытание фрикционных пар. — М.: Машиностроение, 1974. — №4. — С. 37-41.
4. Корнилов В.В. Упрощенный расчет среднеповерхностной температуры фрикционного узла // Вестник машиностроения. — 1976. — № 9. — С. 20-22.
5. Кулиев В.А., Бегиджанова А.П., Чичинадзе А.В. Расчеты теплового режима работы ленточного тормоза // Расчет и моделирование режима работы тормозных и фрикционных устройств. — М.: Наука, 1974. — С. 15-20.
6. Беляев Н.М. Основы теплопередачи. — Киев: Вища школа, 1989. — 342 с.

Стаття надійшла до редакції 04.06.08

© Крижановський Є.І., Вольченко Д.А., Малик В.Я., Кашуба Н.В., Бачук І.В., 2008