

УДК 621.891

В. С. СКРЫПНИК

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина***ОЦЕНКА ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ
ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК**

Материалы статьи посвящены параметрическому синтезу фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки, исходя из их энергонагруженности с учетом нанотрибологических процессов, явлений и эффектов происходящих в поверхностных и приповерхностных слоях пар трения, которые взаимодействуют между собой фрикционно.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, одно- и многопарный узел трения, поверхностный и приповерхностный слой элементов трения, граничные условия, тепловой баланс, параметрический синтез.

Введение. Современная практика проектирования фрикционных узлов в тормозостроении уже не удовлетворяется тепловыми расчетами стационарных процессов. Все чаще внимание исследователей обращается к необходимости решения задач, связанных с динамикой температурных полей, которые относятся к рабочей поверхности и толщине обода тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза. Это связано, в первую очередь, с большими поверхностными градиентами обода шкива, и как следствие, температурными напряжениями, значительно превышающими допустимые величины. Все отмеченные вопросы так или иначе приводят к необходимости находить нестационарное поле в исследуемых одно- («накладка-шкив») и в многопарных («лента-накладка» и «накладка-шкив») узлах трения. В последних узлах трения фрикционные накладки выступают в качестве теплоизоляторов между лентой, которая освобождена от накладок, и рабочей поверхностью обода тормозного шкива.

Математическое описание температурного поля обода тормозного шкива может иметь как самостоятельное значение и является целью решения задачи (например, при расчете времени нагревания или вынужденного охлаждения), так и быть использовано в качестве вспомогательного результата для решения другой, более сложной проблемы (например, расчет термоупругих напряжений в обode тормозного шкива).

Состояние проблемы. Бурное развитие нанотрибологии за последнее 25-ти ление оказало существенное влияние на расчетные методы оценки энергонагруженности фрикционных узлов тормозных устройств, в частности, узлов трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. Это вызвано тем, что в расчетных методах не учитывались: граничные условия нестационарного теплообмена с матовых и полированной поверхностей тормозного шкива [1, 2]; энергетические уровни поверхностных и приповерхностных слоев шероховатой поверхности пар трения [3, 4]; новый подход к оценке теплового баланса пар трения [5]. Учет перечисленных недостатков существующих расчетных методов оценки энергонагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза для углубленного подхода к их параметрическому синтезу.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

- задачи нестационарного теплообмена с различными граничными условиями применительно к фрикционным узлам тормоза;
- оценка энергетических уровней поверхностных и приповерхностных слоев элементов трения;
- тепловой баланс фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза;
- параметрический синтез фрикционного узла тормоза, исходя из его энергонагруженности.

Цель работы – углубленный подход к оценке энергетического уровня фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза для их параметрического синтеза.

Задачи нестационарного теплообмена с различными граничными условиями применительно к фрикционным узлам тормоза. Для того чтобы найти закономерности распределения температурного поля по рабочей поверхности обода шкива или по его толщине, находящемуся в тепловом взаимодействии с окружающей средой, необходимо решать дифференциальное уравнение теплопроводности при соответствующих начальных и граничных условиях. Если формулировка начальных условий может быть выполнена в большинстве практических случаев довольно просто, то составление граничных условий, как правило, напротив, вызывает значительные, а подчас непреодолимые трудности. Значительная часть этих трудностей происходит от того, что полированная и матовые поверхности тормозного шкива имеют сложный профиль, а при фрикционном взаимодействии микровыступов трибосопряжения необходимо учитывать энергетические уровни его поверхностных и подповерхностных слоев.

В качестве основных граничных условий на рабочей поверхности А обода тормозного шкива обычно задаются:

- распределением температуры ($\bar{t}$) как функции координат (x, y, z) времени (τ) (условие Дирихле)

$$t(x, y, z)|_{A_t} = \bar{t}; \quad (1)$$

- нормальной компоненты градиента температуры, соответствующей потоку теплоты (q) через толщину обода (δ) шкива

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} \Big|_{A_q} = q(x, y, z)|_{A_q}; \quad (2)$$

- интенсивностью вынужденного конвективного теплообмена с матовых и полированной поверхностями тормозного шкива

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{A_c} = \alpha \left(\frac{t}{A_c} - t_c \right); \quad (3)$$

- интенсивности лучистого теплообмена с матовых и полированной поверхностями тормозного шкива

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{A_m} = - + c_m (t_m^4 - t_c^4) / A_m; \quad (4) \quad -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{A_n} = - + c_n (t_n^4 - t_c^4) / A_n, \quad (5)$$

где A – площадь поверхности с индексами: t – температурного поля; q – действия потока теплоты; c – омываемой среды; m – матовой; n – полированной; α – коэффициент теплоотдачи; c_m, c_n – коэффициент излучения от матовых и поли-

рованной поверхностей; t_c , t_m , t_n – температуры: омываемой среды; матовой и полированной поверхности.

Для обода тормозного шкива в случае теплоизоляции его поверхности необходимо положить либо в (2) $q = 0$, либо в (3) $\alpha = 0$, либо в (4) $c_m = 0$.

В случае фрикционного взаимодействия пар трения «накладка-шкив» по микроповерхности $A_{1,2}$ с температурами $t_1(x, y, z, \tau)$ и $t_2(x, y, z, \tau)$ формируется условие сопряжения

$$t_1|_{A_{1,2}} = t_2|_{A_{1,2}} - \lambda \frac{\partial t_1}{\partial n} \Big|_{A_{1,2}} R; \quad \lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial n} \Big|_{A_{1,2}} = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial n} \Big|_{A_{1,2}}, \quad (6)$$

где R – контактное термическое сопротивление; λ_1 , λ_2 – коэффициенты теплопроводности приповерхностных слоев материалов пары трения «накладка – шкив» тормоза.

Первое из условий (6) определяет контактный перепад температур фрикционно взаимодействующих микровыступов пары трения «накладка – шкив» тормоза. В случае идеального контакта ($R=0$) необходимо соблюдать равенство поверхностных температур по прилегающим поверхностям микровыступов пар трения. Второе условие фиксирует равенство тепловых потоков кондуктивным теплообменом из одного приповерхностного слоя в другой в паре трения тормоза.

Оценка энергетических уровней поверхностных и приповерхностных слоев элементов трения. Перенос теплоты от пятен контакта микровыступов обода шкива (в однопарных) и тормозной ленты (в двухпарных) в глубь их объема, а дальше в тела трущихся тел осуществляется упругими тепловыми колебаниями микрочастиц и механизмом теплового движения электронов и ионов проводимости. В начальные моменты фрикционного взаимодействия «лента-накладки» происходит прогрев поверхностных слоев металлических элементов и распространение теплового потока вглубь с уменьшающейся скоростью, которая зависит от плотности входящего в каждый элемент теплового потока. Плотность тепловыделения на границе фрикционного контакта пропорциональна работе трения при предварительных расчетах

$$q(t) = f(t) p(t) V(t), \quad (7)$$

где t – время тепловыделения; f – динамический коэффициент трения; p – удельная нагрузка на фактической площади контакта (A_a); V – скорость скольжения в узле трения.

Однако тепловыделению предшествует электрическая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза, которая равна

$$W_{эл} = k_g \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \quad (8)$$

где k_g – коэффициент, учитывающий время контакта микровыступов фрикционной накладки с микровыступами металлического фрикционного элемента ($k_g=2 \cdot 10^2$); I – сила тока, генерируемая микровыступами металлополимерных пар трения при условии $A_r < A_a$, что фактическая площадь контактирования (A_r) мала по сравнению с номинальной (A_a), а при $A_r = A_a$ фиксируется трибоЭДС в сопряжении; U – трибоЭДС в конце процесса торможения, В.

Сила тока I определяется по зависимости вида

$$I = \sqrt{\frac{t_{\max} \cdot \alpha_l \cdot (dt/dl_k) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho_s \cdot N}}, \quad (9)$$

где t_{max} – максимальная температура на пятне контакта микровыступов, °C; α_{cl} – коэффициент внешней теплоотдачи, Вт/(м²·°C); (dt/dl_k) – градиент температуры по длине контакта, °C/мм; V_m – объем микровыступа, м³; τ – время контактирования, с; R_k – термическое сопротивление контакта, °C/Вт; ρ_s – удельное электрическое сопротивление, (Ом·мм²)/м; N – импульсное нормальное усилие, Н.

Действительная тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{тепл} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_T = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}, \quad (10)$$

где M_T – тормозной момент, развиваемый парой трения тормоза, Нм.

Механическая составляющая мощности трения фрикционного узла при заданных параметрах полимерной накладки (на основании расчетно-экспериментальных данных) определяется по следующей зависимости

$$W_{мех} = 2,63 \frac{r_m \cdot V \cdot N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (11)$$

где r_m – приведенный радиус микровыступов поверхностей металлического фрикционного элемента, м; L_n – длина фрикционной накладки по ширине обода шкива; ω – угловая скорость вращения тормозного шкива, с⁻¹.

Перейдем к оценке теплового баланса фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза.

Тепловой баланс фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза.

Особенностью оценки теплового баланса фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза является то, что в его серийной конструкции при электро-термомеханическом фрикционном взаимодействии за один оборот шкива 0,25 части полированной поверхности его обода остается незакрытой.

Распределение тепловых потоков между тормозным шкивом и лентой, накладками и окружающей средой составляет

$$q(t) = q_1(t) + q_2(t) + q_3(t) + q_4(t), \quad (12)$$

где $q_1(t)$, $q_2(t)$ – плотность теплового потока, направленного в тормозной шкив и в ленту, соответственно; $q_3(t)$ – плотность теплового потока, направленного во фрикционные накладки; $q_4(t)$ – плотность теплового потока, отданная в окружающую среду конвективным и теплоотдачей лучеиспусканием от полированной и матовой поверхностей тормозного шкива и тормозной лентой.

С поверхностей (полированных и матовых) тормозного шкива и ленты осуществляется теплоотдача лучеиспусканием обтекающему их воздуху.

Остановимся на определении составляющих выражения (12)

$$q_1(t) = k_1 q(t); \quad (13) \quad q_2(t) = k_2 q(t); \quad q_3(t) = (1 - k_1) q(t) + (1 - k_2) q(t), \quad (14)$$

где k_1 , k_2 – коэффициенты распределения тепловых потоков между ободом шкива и лентой.

Более подробно определение коэффициентов распределения тепловых потоков между металлическим и полимерным фрикционным элементом приведено в работе [3].

Изложенный материал полностью относится к тормозной ленте при рассмотрении первой стадии торможения с учетом числа оборотов обода шкива, перекрытого рабочими поверхностями фрикционных накладок. кроме того, полированная поверхность тормозной ленты (внутренняя) остается перекрытой

наружными поверхностями фрикционных накладок, но при этом в процессах теплообмена принимает участие матовая поверхность тормозной ленты за счет лучеиспускания и при малой интенсивности конвективного теплообмена из-за ее квазистатического состояния.

Продолжительность действия теплового потока при торможении ленточно-колодочным тормозом характеризуется числом Фурье

$$F_o = \frac{a\tau_T}{\delta_o^2}, \quad (15)$$

где a – коэффициент температуропроводимости материала тормозного шкива, м/с²; τ_T – время торможения; δ_o – толщина нагреваемого слоя тормозного шкива, мм.

При подсчете числа Фурье для накладки иногда рекомендуется учитывать ее влияние на охлаждение обода шкива при попадании ее в зону выше допустимой температуры для ее материалов. Однако в данном случае рассматривается энергонагруженность поверхности фрикционной накладки ниже допустимой температуры для ее материалов.

При малых числах Фурье $F_o < 0,01$ теплоотдача с нерабочей стороны накладки практически отсутствует, и можно считать, что накладка нагревается потоками $q_1(t)$ и $q_2(t)$.

В табл. 1 приведен параметр B , рассчитанный для фрикционных элементов из различных материалов. Число Фурье определялось по формуле $F_o = 10^3 B\tau$, где τ – время действия теплового потока (секунд).

Таблица 1

Зависимость параметра B от толщины нагреваемых обода шкива тормозной ленты

Материал нагреваемого элемента	Параметр B при глубине нагревания, δ_o , мм						
	10/1,0	20/2,0	30/3,0	50/5,0	60/6,0	70	80
Сталь	114,00	28,50	12,667	4,560	3,167	2,327	1,781
	11,4	2,85	1,27	0,46	0,32	-	-
Чугун	104,00	26,00	11,556	4,160	2,889	2,122	1,625
	10,4	2,6	1,16	0,416	0,29	-	-

Расчеты показывают, что для реальных условий торможения буровой лебедки значение числа Фурье не превышают $F_o = 15$. При этом необходимо знать не только глубину нагревания особенно тормозного шкива, но и прогрев его поверхностных слоев, позволяющих устанавливать, соответственно, термостабилизационный и установившиеся режимы пар трения ленточно-колодочного тормоза.

Плотность теплового потока q_3 , отведенного в окружающую среду при конвективном теплообмене, определяется уравнением Ньютона

$$q_3(t) = \alpha_n(t) [T_n(0, \tau) - T_o], \quad (16)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи α_n в реальных условиях торможения ленточно-колодочного тормоза является трудно определяемой величиной. Он зависит от

скорости вращения тормозного шкива и других часто случайных условий (загрязненность фрикционных элементов, атмосферные условия и др.).

Рассмотрим тепловые процессы, протекающие в системе «обод шкива – накладки – окружающая среда» за время кратное четырем оборотам шкива

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} \cdot \frac{n}{4}, \quad (17)$$

где n – количество оборотов шкива.

В течении промежутка времени τ шкив получает количество теплоты

$$Q_1 = 2q_1(\tau)A_{a1} \cdot \tau \quad (18)$$

За этот же промежуток времени обод шкива теряет с дорожки трения за счет конвективного теплообмена с окружающей средой количества теплоты

$$Q = \alpha_n(\tau)[t_1(0, \tau) - t_0](nA_a - A_a)\tau, \quad (19)$$

где t_1 – температура поверхности беговой дорожки трения после четырех оборотов шкива при торможении, °C; A_a – площадь дорожки трения обода тормозного шкива $A_a = 2\pi R_0 b$; R_0 – радиус обода тормозного шкива; b – ширина накладки.

Следовательно, суммарное количество теплоты, поступающее в обод шкива за время τ , выражается зависимостью вида

$$Q = \{2q_1(\tau)A_{a1} - \alpha_n(\tau)[t_1(0, \tau) - t_0](nA_a - A_a)\} \frac{2\pi}{\omega} \frac{n}{4}. \quad (20)$$

Поделив левую и правую части уравнения (20) на $2\pi A_a / \omega$, получим среднее за четыре оборота шкива значение плотности теплового потока, аккумулированного в теле обода шкива

$$q_1(\tau) = q_1(\tau)k_{вз} - \alpha_n(\tau)[t_1(0, \tau) - t_0](1 - k_{вз}), \quad (21)$$

где $k_{вз}$ – коэффициент взаимного перекрытия, $k_{вз} = 2A_a / A = l / \pi R$; l – длина накладки.

Согласно работ [1-4 и др.] составляющими процессов термостабилизационного явления обода тормозного шкива являются:

– отсутствие кондуктивного теплообмена между ободом шкива и его крепжным выступом;

– адсорбционно-десорбционные и деструкционные изменения в поверхностных и подповерхностных слоях полимерных накладок, которые способствуют инверсии тепловых потоков от них к рабочей поверхности обода шкива. Это происходит при условии, что для первых температурный градиент слоя больше, чем для второго элемента; по толщине полимерной накладки температурный градиент является намного большим минимального градиента по толщине обода шкива;

– слабый теплообмен поверхностей металлополимерных пар трения со скоростными токами омывающей среды в течении термостабилизационного явления, то есть теплообмен якобы «останавливается».

На основании вышеизложенного перейдем к рассмотрению параметрического синтеза фрикционного узла тормоза.

Параметрический синтез фрикционного узла тормоза, исходя из его энергонагруженности. Параметрический синтез фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза связан с его энергонагруженностью.

Рассмотрим теплонагруженность металлополимерных пар трения при температурах ниже и выше допустимой для материалов фрикционной накладки.

До температуры ниже допустимой для материалов накладок пар трения тормоза преобладает, в основном, вынужденный конвективный теплообмен от поверхностей металлического фрикционного элемента. После превышения допустимой температуры для материалов накладок пар трения тормоза уже преобладает лучистый теплообмен (перенос теплоты осуществляется электромагнитными волнами). В это время происходит выгорание связующих компонентов из приповерхностных слоев накладок. Идущая термохимическая реакция с точки зрения энергетики является слабой, так как она носит эндотермический характер. Согласно электронно-ионной теории о двойном электрическом слое в это время формируются два двойных электрических слоя. Первый – на полированной поверхности металлического фрикционного элемента и рабочих поверхностях накладок. Второй слой охватывает рабочие поверхности фрикционных накладок (которые не взаимодействуют с полированной поверхностью металлического фрикционного элемента) и нижний уровень их подповерхностного слоя. В то же время на контактных поверхностях пар трения происходит непрерывное образование «жестких» и «мягких» окисных пленок, частично экранируемых взаимным массопереносом, и являющимися соединительными мостиками термозащитных элементов в микротермобатареях. При этом зарождается тепловое равновесие между металлическим фрикционным элементом и его крепежным выступом из-за перераспределения теплоты между ними на основе темпов нагревания.

Выбор объектов исследования металлических элементов трения ленточно-колодочных тормозов обусловлен условиями эксплуатации, степенью их динамической и тепловой нагруженности и, как следствие, границами изменения эксплуатационных параметров тормоза.

В табл. 2 представлены зависимости (22–42) для оценки энергонагруженности пар трения тормоза. Зависимости (22–42) предложены И.В. Крагельским.

Таблица 2

Оценка энергонагруженности пар трения тормоза

№ п/п	Наименование	Расчетные зависимости
1	2	3
1	Градиент токов: электрических	$(\partial\varphi/\partial\delta)_{\varepsilon} > 0;$ (22)
	тепловых	$(\partial\varphi/\partial\delta)_T > 0.$ (23)
2	Средние температуры: поверхностные;	$t_{ni}(0, \tau) = \frac{\alpha_{III} \psi_{vi} W_{III}}{\lambda_i \tau A_{ai}} \left(\frac{1}{3} \tau_N + F_{oi} \tau_W - \Sigma \frac{2\tau_N}{\pi^2} \right);$ (24)
	объемные	$t_{vicip} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\alpha_{III} W_T}{G_{i\varphi} c_i};$ (25)
3	Максимальная температура поверхности трения (однократное торможение, аperiодический повторно-кратковременный режим)	$t_{\max} = t_n + \frac{1}{3} t_{ecn}; \quad \tau = \tau / \tau_T$ (26)
		$t_{\max} = \frac{1}{3} t_v + \frac{1}{3} t_{ecn} + t_n;$ (27)

Продолжение табл. 2

1	2	3
4	Распределение температуры по слоям обода шкива и определение их рациональной толщины	$t_{(i+1)}\Delta\tau_{\max} = \frac{1}{2}(t_{i\Delta\tau,(j+1)\Delta x} + t_{i\Delta\tau,(j-1)\Delta x}), \quad (28)$ при $i = 1, 2 \dots n_i \Delta\tau = (\Delta x)^2 / 2a$; $\Delta\delta k_{\kappa} \geq \sqrt{\frac{\Lambda_k \lambda \Delta\tau_i}{\rho c}}; \text{ при граничном условии}$ $t_{об.(i-1,k-1)} - t_{об.(i-1,k)} = t_{об.(i,k)} - t_{об.(i-1,k)}; \quad (29)$
5	Приведенная величина: теплопроводности слоя материала	$\lambda_{np} = \frac{1}{\frac{\delta_{11}}{\lambda_{11}} + \frac{\delta_{12}}{\lambda_{12}} + \dots + \frac{\delta_{ik}}{\lambda_{ik}}}; \quad \delta_{ik} = \frac{b_{ik} \cdot A_{aki}}{b_i \cdot A_{ai}}; \quad (30)$
6	Температуропроводности	$a_{inp} = \frac{\lambda_{inp}}{c_{inp} \rho_{inp}}; \quad (31)$
7	Теплоемкости;	$c_{inp} = \sum_{k=1}^n G_{ik} c / \sum_k G_{ik} \quad (32)$
8	Плотности	$\rho_{inp} = \sum_k V_{ik} / \sum_k m_{ik}; \quad (33)$
9	Фактическая площадь контакта (пластический контакт)	$A_r = \frac{p_a A_{ak}}{HB_2}; \quad (34)$
10	Площади поверхностей: полированная; матовые	$A_n = 2\pi R_{III} b; \quad (35)$ $A_{n1} = A_p + A_{\kappa.в.} + A_{н.об.}; \quad (36)$
11	Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей: полированной; матовой	$\alpha_n = C_n [(T_n / 100)^4 - (T_{\epsilon} / 100)^4] / (T_n - T_{\epsilon}); \quad (37)$ $\alpha_m = C_m [(T_n / 100)^4 - (T_{\epsilon} / 100)^4] / (T_n - T_{\epsilon}). \quad (38)$
12	Коэффициенты теплопередачи через металлический и полимерный элементы соответственно:	$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \frac{\delta_1^{-1}}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{T2}}}; \quad (39)$ $K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \left(\frac{\delta_1^{-1}}{\lambda_1} + \frac{\delta_H^{-1}}{\lambda_H} + \frac{\delta_L^{-1}}{\lambda_L} \right) + \frac{1}{\alpha_3}}. \quad (40)$
13	Коэффициенты распределения тепловых потоков между металлическим и полимерным элементами соответственно	$\alpha_{III} = \frac{K}{K + K_1}; \quad (41) \quad \alpha'_{III} = \frac{K_1}{K + K_1}. \quad (42)$

В зависимостях (22-42) использованы следующие обозначения: δ – глубина проникновения теплоты; $\delta\varphi$ – элементарное изменение потенциала по элемен-

тарной глубине $\partial\delta$; $\alpha_{ТП}$ – коэффициент распределения тепловых потоков; ψ_{Vi} – коэффициенты, учитывающие эффективные объемы, микровыступов пар трения, участвующие в теплопоглощении; W_T – среднее значение работы трения; $\lambda_1, \lambda_n, \lambda_{ш}, \lambda_{л}$ – коэффициенты теплопроводности материалов: обода шкива; приповерхностного слоя накладки; собственно накладки и тормозной ленты; A_a – номинальная площадь контакта; τ_n, τ_w – законы изменения средних параметров трения: мощности; работы; $G_{i\partial\phi}, G_{ik}$ – вес микровыступов пар трения, участвующих в теплопоглощении, при прохождении тепловых потоков на эффективную и любую глубину; $t_{\partial}, t_n, t_v, T_n, T_{\partial}$ – температуры: вспышки, поверхностные и объемные (в °C); поверхностей тормозного шкива и омывающего воздуха (в °K); $t_{(i+1)}\Delta\tau_{\max}$ – температура после $(i+1)\Delta\tau$, (с) от начала нагревания на расстоянии $j\Delta x$ ниже рабочей поверхности обода тормозного шкива или ниже его стенки, т.е. в крепежном выступе; $t_{i\Delta\tau, (j+1)\Delta x}$ – температура после $i\Delta\tau$, (с) от начала нагревания на расстоянии $(j+1)$ выше рабочей поверхности обода тормозного шкива; Δx – толщина слоев обода тормозного шкива и его крепежного выступа; чем меньшей является величина Δx , тем более точным является результат; Λ_k – доля теплоты, которая затрачивается на увеличение объемной температуры слоев обода, от того количества теплоты, которое подводится кондуктивным теплообменом к одной из сторон зоны, прилегающей к данному слою обода; m_{ik} – масса поверхностного слоя элементов пары трения; b – ширина обода шкива; $A_p, A_{к.в.}, A_{н.об.}$ – площади матовых поверхностей шкива: реборд; крепежного выступа; наружной обода; C_n, C_m – коэффициенты излучения от поверхностей тормозного шкива: полированной, матовых; $\alpha_{T1}, \alpha_{T2}, \alpha_3$ – коэффициенты теплоотдачи от элементов фрикционного узла.

Оценка энергетических уровней поверхностных слоев элементов трения ленточно-колодочного тормоза производится в следующей последовательности:

1. Выполняется определение эффективной глубины проникновения теплоты $b_{i\partial\phi}$ (по зависимости $b_{i\partial\phi} = 1,73\sqrt{a\tau}$).

2. Расчет числа Фурье (F_{O_i}) в зависимости от толщины фрикционного элемента (если $b_{\partial\phi} > b_i$ то $F_{O_i} = a_i t_T / b_i^2$; если $b_{i\partial\phi} \leq b_i$ то $F_{O_i} = 0,333$).

3. Определяются эффективные объемы ψ_{Vi} материалов микровыступов пятен контактов элементов трения.

4. Производится расчет коэффициентов распределения тепловых потоков (зависимости 41 и 42)

5. Выполняется определение среднего значения объемной температуры t_{Vicp} (по зависимости 25).

6. Осуществляется замена значений теплофизических параметров, принятых первоначально при комнатной температуре, на значения при t_{Vicp} при температуре выше 150°C.

7. Производятся уточнение значений $b_{i\partial\phi}, F_{O_i}, \psi_{Vi}, \alpha_{ТП}$ по новым теплофизическим характеристикам материалов пары трения.

8. Определяется закономерность распределения температуры по слоям обода шкива (методом итераций) и величины их рациональной толщины (зависимости 28-29). Граничное условие возле последней зависимости выражает разность температур между соседними слоями обода шкива. В действительности перепад температур всегда больше за прирост объемной температуры, который он сам вызывает.

9. Определяются максимальные температуры поверхности трения $t_{\max}$ по зависимостям (26), (27). При этом находим безразмерные параметры, выражающие изменение величин основных эксплуатационных параметров пар трения.

На рис. 1 показаны закономерности изменения энергетических уровней поверхностных слоев пар трения ленточно-колодочного тормоза на начальной (а) и конечной (б) стадии торможения. Индекс «0» при рассматриваемых параметрах отвечает начальной стадии торможения, а «t» – конечной стадии торможения, когда наблюдается изменение поверхностной температуры пар трения фрикционных узлов.

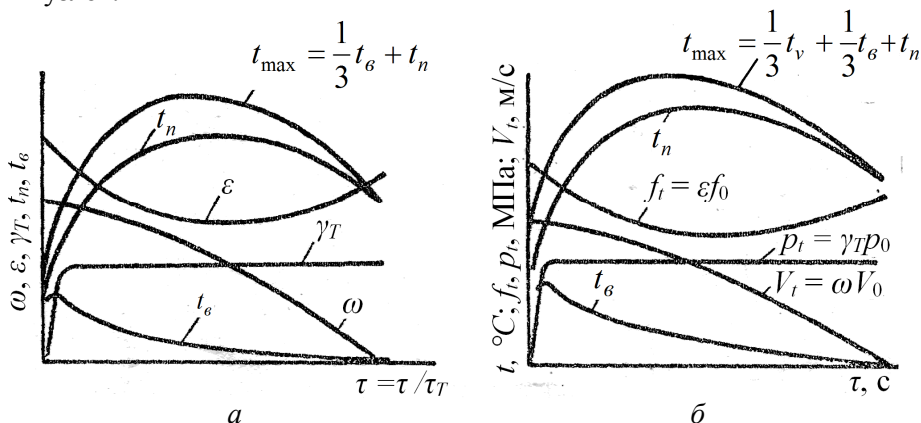


Рис. 1. Оценка энергетических уровней поверхностных слоев пар трения ленточно-колодочного тормоза в процессах относительного (τ/τ_T) и длительного (τ) времени торможения

Расчет энергетических уровней поверхностных элементов трения тормоза начинается с определения $\tau = 2W_T / (f_0 p_c A_c V_0)$ (где f_0 , V_0 – начальные значения динамического коэффициента трения и скорости скольжения; A_c – контурная площадь контакта и отвечающая ей удельная нагрузка p_c), затем до п.8 последовательность расчета такая же, как и при расчете $t_{\max}$.

10. Оценивается тепловой баланс пар трения, которые составляют фрикционный узел при взаимодействии его полированной и матовой поверхностями со скоростными токами омывающего воздуха.

11. Определяется напряженно-деформированное состояние обода шкива под действием температурных напряжений и их градиентов.

12. Проводится расчет рабочих характеристик фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза с учетом энергетических уровней их поверхностных слоев.

Для прогнозирования износных характеристик полимерных накладок в суммарной составляющей мощности трения фрикционного узла тормоза существенная роль отводится тепловой составляющей.

Выводы. Таким образом, произведено параметрический синтез фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза, который позволяет обоснованно выбирать материалы пар трения, исходя из их энергетических уровней поверхностных и приповерхностных слоев трибосопряжения.

Список литературы

1. Ленточно-колодочные тормозные устройства / А. А. Петрик, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] // Краснодар, Том 1, 2009. – 276с.

2. Ленточно-колодочные тормозные устройства / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, С. И. Криштопа [и др.] // Ивано-Франковск – Краснодар, Том 2, 2013. – 441с
3. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник [и др.]; под общей редакцией академика А. Х. Джанахмедова. Стандарт. – Баку: Апострофф, 2016. – 312с.
4. Трибология. Электротермомеханические основы, анализ и синтез на нано-, микро- и миллиуровнях и технические приложения: учебник для вузов / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.Ю. Журавлев [и др.]; под ред. А.И. Вольченко. – Киев; Краснодар, 2015. – 371 с.
5. Фрикционное взаимодействие в электрических и тепловых полях металлополимерных пар трения / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Д.Ю. Журавлев [и др.] // Вестник Азербайджанской Инженерной Академии. – Баку, 2014. – Том 6. № 2. – С.30–53.
6. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2 / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с.

Стаття надійшла до редакції 01.12.2016

В. С. СКРИПНИК

ОЦІНКА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Матеріали статті присвячені параметричному синтезу фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, виходячи з їх енергонавантаженості з урахуванням нанотрибологічних процесів, явищ і ефектів, що відбуваються в поверхневих і приповерхневих шарах пар тертя, які взаємодіють між собою фрикційно.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, одно- і багатопарний вузол тертя, поверхневий і приповерхневий шар елементів тертя, граничні умови, тепловий баланс, параметричний синтез.

V. S. SKRYPNYK

THE ASSESSMENT OF ENERGYLOADING OF THE FRICTION UNITS OF THE BAND-BLOCK BRAKES OF DRAW-WORKS

The modern practice of designing of friction units in brakes building industry no longer satisfies the thermal calculations of stationary processes. We need to solve problems related to the dynamics of temperature fields which relate to the work surface and the thickness of the rim of the brake pulley of the band-block brake. This is connected with large surface gradients of pulley rim, and as a result, with thermal stresses, which considerably exceeding permissible values.

Content of this article are devoted to the parametric synthesis of friction units of band-block brakes of draw-works, based on their energyloading and considering with nanotribological processes, phenomena and effects occurring in the surface and near-surface layers of friction pairs.

We've consider the following questions: problems of unsteady heat transfer with different boundary conditions applied to the friction units of the brake; assessment of the energy levels of surface and near-surface layers of friction units; the heat balance of friction units of band-block brakes; parametric synthesis of the friction unit of the brake based on their energyloading.

Keywords: band-block brake, friction unit, single- and multi-pair friction unit, the surface and the near-surface layer of the friction units, boundary conditions, thermal balance, parametric synthesis.

Скрыпник Василий Степанович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89.