

УДК 621.891

Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина***АНАЛИЗ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ**

Рассмотрено энергонагруженность и напряженно-деформированное состояние элементов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. Проиллюстрирована энергонагруженность тормозного шкива с помощью метода конечных элементов путем разбивки тормозного шкива на цилиндрические диски, в основном, в местах наличия концентраторов механических напряжений и произведена оценка температурных напряжений и их градиентов.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, пара трения, энергонагруженность, температурные напряжения, тормозной шкив и обод, метод конечных элементов.

Введение. Скорости скольжения при фрикционном взаимодействии пятен контактов микровыступов пар трения, работающих в режимах электротермомеханического трения при нормальном механическом изнашивании, достигают значений десятков метров в секунду. Удельные нагрузки составляют сотни и тысячи ньютонов на квадратный миллиметр площади номинального контакта. В этих условиях трения напряженно-деформационные процессы на участках фактического контакта имеют форму многократных, кратковременных импульсов, развивающихся на нано, микро и макроуровнях. Кратковременные импульсы способствуют формированию различных типов контактов с неодинаковой энергетической активностью под воздействием механических, электрических и тепловых полей. При этом на рабочей поверхности обода тормозного шкива в местах наибольших локальных температур формируется напряженно-деформированное состояние из-за действия больших поверхностных температурных градиентов. Последние и способствуют зарождению и развитию локальных очагов микротрещин на рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Состояние проблемы. Конструкции фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок постоянно совершенствуются, чтобы отвечать растущим требованиям к увеличению мощности трения, вызванной ростом скорости спуска бурильного инструмента с увеличивающимся его весом. Для многих зарубежных фирм создание надежных фрикционных узлов тормозов с высокой энергоемкостью стало приоритетной задачей. Ее решение они видят в поиске новых конструкционных материалов для изготовления деталей фрикционных узлов, оптимизации их конструктивных параметров. Последнюю для ободов тормозных шкивов невозможно реализовать без оценки термических напряжений на их рабочих поверхностях.

В настоящее время для оценки металлических фрикционных элементов, имеющих сложную геометрическую форму, пользуются только численными методами, среди которых популярность приобрел метод конечных элементов (МКЭ). Применение последнего для решения рассматриваемой задачи имеет ряд особенностей.

Для получения дискретного аналога задачи нестационарной теплопроводности обычно пользуются методом частичной дискретизации. Результатом его

применения является система обыкновенных дифференциальных уравнений, которая отличается высокой жесткостью. Для обеспечения устойчивости ее численного решения использовались специальные методы, разработанные для решения задач с быстроменяющимися граничными условиями [1, 2].

Указанные методы были реализованы в специализированном комплексе программ (СКП), предложенном в работе [3]. Другой особенностью СПК является реализация методов декомпозиции области, которые позволяют исследовать сложные объекты по частям. Наличие таких возможностей сделало СПК эффективным инструментом исследования теплового и напряженно-деформированного состояния шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

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

- особенности конструкции и работа фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза;
- энергонагруженность обода тормозного шкива;
- оценка температурных напряжений на рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Цель работы. Оценка градиентных полей температурных напряжений для прогнозирования возможного возникновения очагов микротрещин на рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Особенности конструкции и работа фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза. Особенностью конструкции фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки является то, что по периметру тормозной ленты установлены с постоянным шагом фрикционные накладки. Последние крепятся с помощью усиков к набегающей и сбегавшей ветви ленты. Каждая из ветвей имеет одинаковую длину и на ней расположено четное количество фрикционных накладок. Путем растяжения набегающего конца тормозной ленты и достигается фрикционное взаимодействие рабочих поверхностей фрикционных накладок с беговой дорожкой трения обода шкива. В результате фрикционного взаимодействия пар трения «накладки-шкив» на микровыступах их поверхностей генерируются теплота. В зависимости от режима нагружения пар трения фрикционных узлов тормоза теплота может подводиться к их площадкам микровыступов как импульсно так и длительно во времени. В первом случае время изменялось от 0,05с до 0,5с, а во втором – от 1,0с до 10,0с на модельном ленточно-колодочном тормозе. Кроме того, рассматривалось состояние рабочих поверхностей фрикционных накладок до и выше допустимой для их материалов. Работа рабочих поверхностей фрикционных накладок во втором интервале температур характеризовалась трибокрекингом, который по утверждению И. В. Крагельского способствовал формированию между парами трения «третьего тела» именуемого в дальнейшем, так называемым, «буферным слоем».

Энергонагруженность обода тормозного шкива. В процессе электротермомеханического трения при импульсной и длительной передаче теплоты от слоя к слою обода шкива существенную роль играет их термическое сопротивление. Чем больше расстояние от рабочей поверхности обода шкива к его середине, тем больше внутреннее термическое сопротивление из-за ослабления теплового тока, прошивающего толщину очередного слоя обода.

Закономерности изменения температур по длине и толщине обода тормозного шкива и его крепежного выступа в составе фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза приведены на рис. 1. На изменение температур по длине и толщине обода тормозного шкива и его крепежного выступа существенное влияние оказывает термосостояние рабочей поверхности фрикционной накладки (*а, б* – ниже и до; *в, г* – в зоне и выше допустимой температуры). Изотермы на рис. 1 получены методом теплового моделирования на RC-сетках. Особенностью последнего являлось то, что обод шкива разбивался на слои в горизонтальной и вертикальной плоскости. В первом (*а*) и во втором (*б*) случае градиент по длине рабочей поверхности обода шкива составил, соответственно, $1,8^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ и $1,1^{\circ}\text{C}/\text{мм}$, а на нерабочей поверхности обода был равен, соответственно, $0,8^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ и $0,6^{\circ}\text{C}/\text{мм}$. Что касается крепежного выступа обода шкива (*а, б*), то в нем градиент температуры по высоте составил, соответственно, $0,8^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ и $0,5^{\circ}\text{C}/\text{мм}$. При вертикальной разбивке обода шкива на слои (*а, б*) температурный градиент по его толщине изменялся от свободного края обода к его защемленному краю, соответственно, от $2,05^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ до $4,7^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ и от $1,8^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ до $3,95^{\circ}\text{C}/\text{мм}$. В то же время градиент температуры по толщине крепежного выступа (*а, б*) составил всего, соответственно, $0,4^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ и $0,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$. На этом окончательный прогрев обода шкива и его элементов завершен.

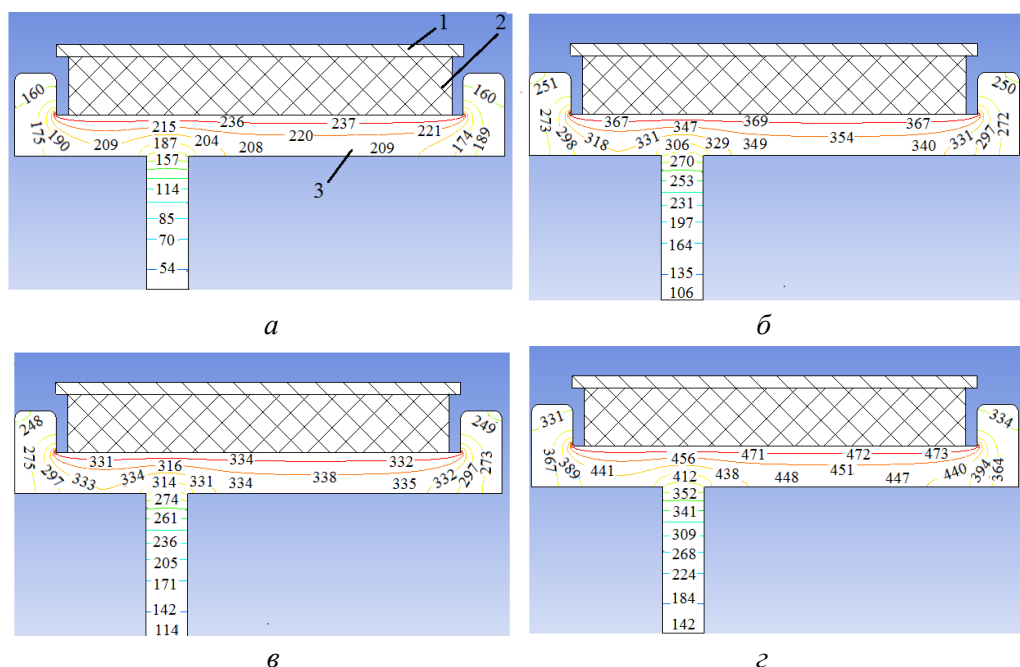


Рис. 1. Закономерности изменения поверхностных и объемных температур тормозного шкива в составе узла трения ленточно-колодочного тормоза при поверхностной температуре фрикционной накладки: *а, б* – ниже и до; *в, г* – в зоне и выше допустимой; 1 – тормозная лента; 2 – фрикционная накладка; 3 – тормозной шкив

Таким образом, согласно рис. 1 *а, б* сток теплоты от поверхностного и подповерхностного слоя рабочей поверхности обода шкива происходит в горизонтальные слои (внутренние) крепежного выступа. При этом наружные слои обода и крепежного выступа охлаждаются за счет радиационного и конвективного тепло-

обмена омывающими их скоростными потоками воздуха при вращении барабана лебедки. Что касается второго случая для обода тормозного шкива, в котором большие градиенты (изменяются от 1,8 до 4,65°C/мм), то здесь имеет место не только интенсивный отвод теплоты от наружной поверхности обода шкива за счет конвективного теплообмена к омываемому воздуху при вращении барабана, но и отвод теплоты в тело крепежного выступа кондуктивным теплообменом.

Перейдем к случаям (в, з) когда на энергонагруженность шкива, сопряженного с крепежным выступом, оказывает влияние тепловое состояние фрикционной накладки. Наиболее характерным является случай (в) когда рабочие поверхности слоёв накладки попадают в зону допустимой температуры для ее материалов. При этом в поверхностных слоях накладки происходит выгорание связующих компонентов и на них появляются островки жидкости, которые превращаются в пар и интенсивно охлаждают поверхностные слои обода шкива, что ведет к снижению его энергонагруженности, и как следствие, к попаданию тепловых потоков в крепежный выступ. В этом случае возможно возникновение термостабилизационного состояния обода тормозного шкива, при котором температурные градиенты по длине и толщине обода шкива и по высоте крепежного выступа становятся минимальными.

Что касается случая (з), когда тепловое состояние поверхностных слоев накладки становится выше допустимой для ее материалов, то наблюдается рост поверхностной температуры рабочей поверхности обода шкива, а также объемной температуры крепежного выступа обода, и как следствие, температурных градиентов по длине и толщине обода шкива и по высоте крепежного выступа.

Знание энергонагруженности ободов тормозных шкивов и тепловых токов, циркулирующих в них, позволяет перейти к рассмотрению природы зарождения и развития микротрещин на рабочих поверхностях ободов шкивов из-за возникающих в локальных зонах их поверхностей больших температурных напряжений.

Оценка температурных напряжений на рабочей поверхности обода тормозного шкива. Прежде чем приступить к оценке температурных напряжений, возникающих на рабочей поверхности обода тормозного шкива, производилась его разбивка на цилиндрические кольца. В данном случае обод тормозного шкива с крепежным выступом представляем в виде балки с зашпеленным левым краем. Согласно рис. 2 тормозной шкив разбит на пять цилиндрических колец с которых I и V; II и IV; III-ий имеют разные конструктивные параметры и при этом находятся в различном энергетическом состоянии.

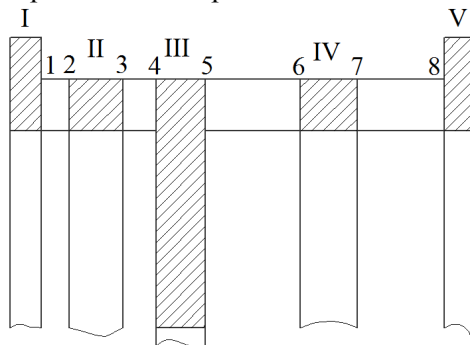


Рис. 2 Схема разбивки тормозного шкива на цилиндрические кольца по ширине тормозного шкива

Оценка температурных напряжений производилась с помощью их градиентов, которые определялись как разность температурных напряжений между торцевыми точками 1-2; 2-3; 3-4; 4-5; 5-6; 6-7 и 7-8 (см. рис. 2), деленными на расстояние между ними. При этом кольца II и IV расположены посередине между кольцами I и II и III и IV, соответственно. Кольцо III составлено из тела обода и подкрепляющего выступами, который одновременно является крепежным.

При построении данной модели толщина слоев при приближении к поверхностям трения уменьшалась до 0,2 мм, а их порядок увеличивался до 3 (h-схемы МКЭ). Чтобы точнее аппроксимировать градиенты температуры у кубических элементов, составляющих слои обода шкива, смещались промежуточные узлы на ребрах (г-схемы МКЭ) по принципу – чем ближе узел к поверхности трения, тем больше его смещение.

Условия неидеального импульсного теплового контакта между парой «накладка-шкив» моделировались с помощью введения между контактирующими поверхностями дополнительных (буферных) слоев конечных элементов взамен третьего тела. Модель импульсного теплового взаимодействия деталей, образующих пару трения, показана на рис. 3.

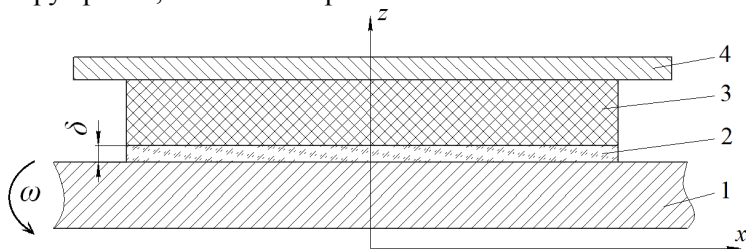


Рис. 3 Модель электротермомеханического фрикционного взаимодействия в парах трения тормоза: 1 – обод тормозного шкива; 2 – буферный слой; 3 – полимерная накладка; 4 – тормозная лента; δ – толщина буферного слоя; ω – угловая скорость обода шкива

Толщина δ буферного слоя и его теплофизические свойства рассчитывались из условия создания термического сопротивления заданной величины, которая зависит от величины импульсных контактных удельных нагрузок, микрошероховатостей пятен контактов и теплофизических свойств трибосопряжения.

Интенсивность тепловыделения при трении в трибосопряжении определялась по зависимости

$$q = V f_{\delta} p, \quad (1)$$

где V – скорость скольжения; f_{δ} – динамический коэффициент трения; p – импульсная контактная удельная нагрузка.

Динамический коэффициент трения для пары трения материалов накладок ФК-24А по стали 35ХНЛ в расчетах принимался равным 0,35. Распределение импульсных контактных удельных нагрузок между рабочей поверхностью обода шкива и накладками определялось из условия механического контакта. Расчет выполнялся при силе зажатия на обод шкива с помощью модифицированного метода Дирихле-Неймана [4; 5], позволяющего решать задачи механического контакта с учетом трения. Особенность решения задачи механического контакта состояла в том, что в процессе торможения детали фрикционного узла нагреваются и изменяют свою первоначальную форму. Поэтому задачу механического контакта приходится решать заново через заданное число шагов по времени с

учётом тепловых деформаций деталей фрикционного узла, которые находятся из решения задачи несвязанной термоупругости.

Для моделирования теплоотдачи в окружающую среду использовались граничные условия 3-го рода, что позволило определить коэффициенты теплопередачи через элементы фрикционного узла, а затем коэффициенты распределения теплоты между сопряженными элементами. Температура окружающей среды принималась равной 22°C, а температура деталей фрикционного узла в начале процесса торможения считалась равной температуре окружающей среды.

На рис. 4 проиллюстрировано распределение температурных напряжений в ободе тормозного шкива (а) и в цилиндрических кольцах после его разбивки (б).

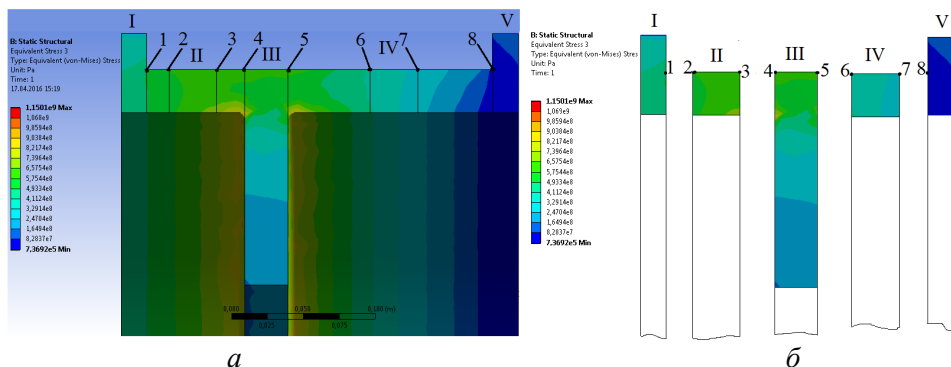


Рис. 4. Распределение температурных напряжений в ободе тормозного шкива (а) и в цилиндрических кольцах после его разбивки (б)

В табл. 1 представлены градиенты температурных напряжений в различных точках обода тормозного шкива.

Таблица 1

Градиенты температурных напряжений в различных точках обода тормозного шкива

Градиенты температурных напряжений			
поверхностные обода шкива*		по толщине обода шкива в точке	
Участок	Значение, МПа/мм	Точка	Значение, МПа/мм
1–2	–4,88/–3,15	1	–0,831
2–3	–1,21/–5,11	2	0,553
3–4	–1,67/–3,78	3	–3,350
4–5	1,11/2,42	4	–4,617
5–6	3,94/5,11	5	–3,312
6–7	3,35/5,11	6	–1,454
7–8	4,74/4,55	7	0,807
		8	0,390

*Примечание: в числителе представлены значения поверхностных градиентов температурных напряжений на рабочей поверхности, в знаменателе – на нерабочей

Анализ градиентных температурных напряжений, развивающихся на рабочей и нерабочей поверхности обода тормозного шкива по его ширине показал следующее на рассмотренных:

участках (поверхностные градиенты)

– от первого до третьего (до крепежного выступа) наблюдались отрицательные величины поверхностных градиентов температурных напряжений, изменяющиеся от (–1,21) до (–5,11) МПа;

– непосредственно над крепежным выступом обода шкива, т.е. с третьего кольца отрицательные величины поверхностных градиентов температурных напряжений становились положительными и наибольших величин достигали между третьим и четвертым кольцом;

точках (градиенты по толщине)

– положительные величины градиентов температурных напряжений по толщине обода шкива наблюдались во второй, седьмой и восьмой точках, а в остальных точках они были отрицательными.

Таким образом, наиболее вероятными локальными местами зарождения и развития микротрещин по ширине обода тормозного шкива являются участки 2-3 и 5-6 (до и после крепежного выступа) и вторая и седьмая точки, примыкающие к левой и правой реборде шкива.

При решении задачи нестационарной теплопроводности шаг по времени составлял $2,0 \cdot 10^{-4}$ с. Эта величина определялась из условий устойчивости вычислительного процесса, применительно к импульсному подводу теплоты к парам трения в процессе торможения. В табл. 2 приведены результаты расчетов темпов нагревания обода шкива ленточно-колодочного тормоза при импульсном подведении теплоты в процессе торможения.

Таблица 2

Результаты расчетов темпов нагрева обода шкива ленточно-колодочного тормоза при импульсном режиме подвода теплоты в процессе торможения

$\tau, \text{с}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$a_{ш}, \text{м}^2/\text{с}$	$b_{ш.эф}, \text{м}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш.эф}}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
0,0002	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$7,208 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^5$	16706,20
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$7,208 \cdot 10^{-5}$	$2,8 \cdot 10^5$	33412,41
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$7,783 \cdot 10^{-5}$	$3,9 \cdot 10^5$	50118,61
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$8,040 \cdot 10^{-5}$	$5,0 \cdot 10^5$	66824,82
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$8,040 \cdot 10^{-5}$	$6,2 \cdot 10^5$	83531,02
0,0006	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,248 \cdot 10^{-4}$	$8,0 \cdot 10^4$	5568,73
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,248 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^5$	11137,47
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$1,348 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^5$	16706,20
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,393 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^5$	22274,94
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,393 \cdot 10^{-4}$	$3,6 \cdot 10^5$	27843,67
0,0010	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,612 \cdot 10^{-4}$	$6,2 \cdot 10^4$	3341,24
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,612 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^5$	6682,48
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$1,740 \cdot 10^{-4}$	$1,7 \cdot 10^5$	10023,72
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,798 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^5$	13364,96
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,798 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^5$	16706,20
0,0014	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,907 \cdot 10^{-4}$	$5,2 \cdot 10^4$	2386,60
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,907 \cdot 10^{-4}$	$1,0 \cdot 10^5$	4773,20
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$2,059 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^5$	7159,80
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$2,127 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^5$	9546,40
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$2,127 \cdot 10^{-4}$	$2,4 \cdot 10^5$	11933,00

Из расчетных данных следует, что при увеличении времени импульсного подвода теплоты в 7 раз при шаговом изменении разности температуры ($\Delta t, ^\circ\text{C}$) на поверхности пар трения эффективная глубина ($b_{ш.эф}, \text{м}$) проникновения теп-

лоты изменилась в 2,6 раза, а градиент температуры ($\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш.эф}}, \frac{^{\circ}C}{м}$) изменился

примерно в 2,7 раза в то время, как темп нагревания обода шкива ($\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^{\circ}C}{с}$) изменился в 7 раз.

Расчеты, выполненные по рассмотренным ранее методикам [6] показали, что в диске было достигнуто при импульсном подводе теплоты в интервале времени (0,2-0,35)с и при длительном подводе теплоты в интервале времени (5,0-7,0)с максимальные поверхностные температуры, соответственно, 495°C и 465°C (см. рис. 5). Эти значения превышают допустимую температуру для материалов фрикционной накладки ФК-24А, которая равна 390°C. Максимум интенсивности напряжений на поверхности обода тормозного шкива приходится на 0,075с и 1,5с, соответственно, при импульсном и длительном подводе теплоты. В эти моменты времени интенсивности напряжений в стальном ободе тормозного шкива, изготовленного из материала сталь 35ХНЛ достигают значений 798 МПа и 645МПа.

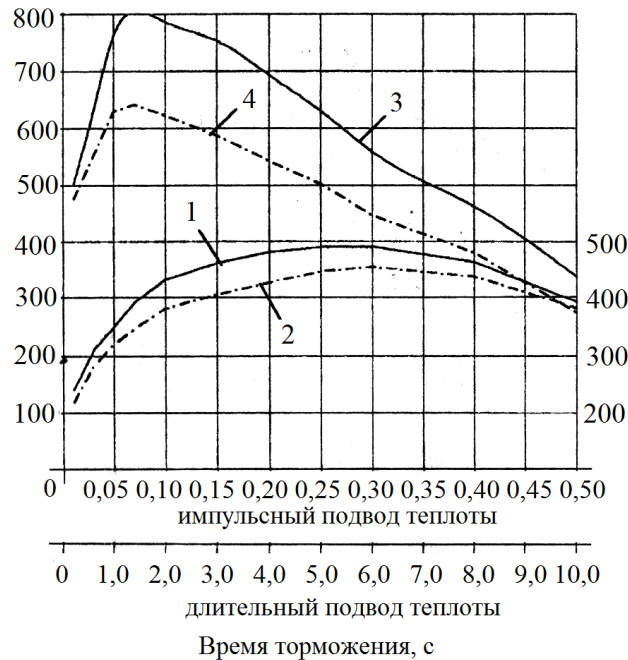


Рис. 5. Максимальные значения температур и интенсивностей температурных напряжений в диске обода совместно с крепежным выступом шкива (III): 1, 2 – при импульсном и длительном подводе теплоты и отвечающие им температурные напряжения (кривые 3 и 4)

Пульсирующий характер температурного поля и интенсивности напряжений проявляется только в поверхностных слоях обода тормозного шкива в связи с их мгновенным сжатием и расширением (рис. 6). На глубине более 4,0мм от поверхности трения колебания температур и вызываемых ими напряжений полностью затухают. Амплитуда колебаний температуры уменьшается при снижении скорости скольжения за счет увеличения коэффициента взаимного перекры-

тия пар трения. Размах колебания температуры на 0,075с и 1,5с торможения в стальном ободе тормозного шкива достигал 305°C и 258°C. Опасность этого явления состоит в том, что колебания температуры такой величины вызывают колебания интенсивности напряжений с размахом 798 МПа и 645 МПа (рис. 5). Высокочастотные колебания такой величины могут оказать неблагоприятное влияние на рабочую поверхность обода тормозного шкива, способствуя зарождению и развитию микротрещин.

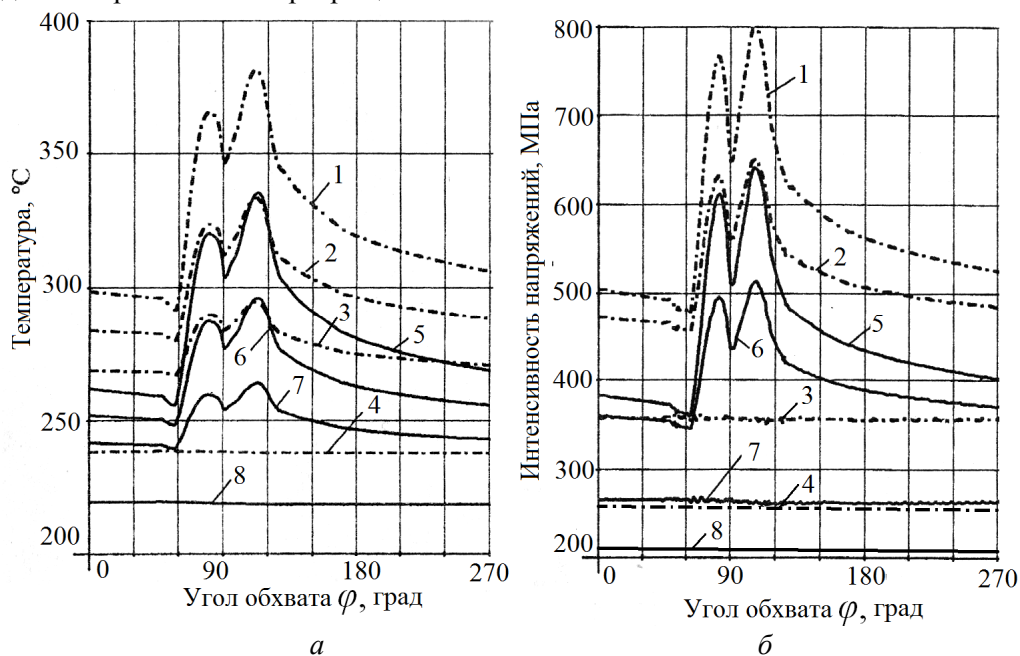


Рис. 6 а, б Распределение температур (а) и интенсивности напряжений (б) по окружности дисков обода тормозного шкива в сечениях II (кривые 5, 6, 7, 8) и III (кривые 1, 2, 3, 4) (см. рис. 2) на 4-ой секунде торможения на расстоянии от рабочей поверхности (в мм): 1, 5 – 0; 2, 6 – 0,5; 3, 7 – 1,0; 4, 8 – 2,0

Характерной особенностью полей температур и напряжений является очень неравномерное распределение температур и напряжений на поверхности обода тормозного шкива. Высокие уровни температур и напряжений локализуются в сравнительно небольших зонах. Это явление проявляется особенно ярко на ранних стадиях торможения из-за полного непрогрева поверхностных слоев обода тормозного шкива. Другой особенностью полей температур и напряжений является то, что максимум температур и напряжений постоянно меняют свое расположение во время торможения. Неподвижность тормозной ленты с полимерными накладками на набегающей ($\varphi = 0-135^\circ$) и сбегающей ($\varphi = 135-270^\circ$), и постоянно изменяющееся положение набегающих и сбегающих участков рабочих поверхностей обода шкива, фрикционно взаимодействующими с первыми, оказывает существенное влияние на распределение импульсных удельных нагрузок между парами трения «накладка-шкив». Если в начале торможения максимум температур совпадает с максимумом распределения импульсных контактных удельных нагрузок, который смещен в направлении набегающей ветви тормозной ленты, то уже через несколько миллисекунд он перемещается в направлении вращения обода шкива, т.е. к его набегающему участку поверхности. Это при-

водит к тому, что максимум распределения импульсных тепловых потоков не совпадает с максимумом поверхностной температуры в парах трения тормоза.

Таким образом, выполнен анализ энергонагруженности и термических напряжений элементов пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

Выводы. Из анализа расчетно-экспериментальных данных следует:

1. Характер протекания процессов выделения и распределения теплоты деталями фрикционного узла тормоза зависит от многих факторов, учет которых требует применения сложных математических моделей.

2. Фактором, который оказывает определяющее влияние на характер формирования температурного поля, деталей тормоза, является кондуктивный перенос теплоты, возникающий при относительном скольжении деталей, образующих пару трения.

3. В конструкциях тормозов с неполным перекрытием обода шкива тормоза (как по периметру, так и по его бокам) тормозной лентой с накладками возникает прерывистый подвод теплоты в обод шкива. Это вызывает колебания температур на поверхности обода шкива, размах которых достигает нескольких десятков градусов. Размах этих колебаний быстро затухает при удалении от поверхности обода шкива и на глубине более 4,0 мм практически равен нулю.

4. Колебания температуры на поверхности обода шкива с размахом в несколько десятков градусов приводят к возникновению колебаний напряжений в его поверхностных слоях размахом в сотни мегапаскалей. Высокочастотные колебания напряжений увеличивают нагруженность пар трения тормоза.

5. Нагруженность обода тормозного шкива при импульсном подводе теплоты к его поверхности на 19% больше, чем при длительном. Это объясняется тем, что в первом случае наблюдаются локальные зоны прогрева с большим градиентом температурны, способствующие возникновению и развитию микротрещин на поверхностном слое обода. Во втором случае имеет место равномерный прогрев поверхностного слоя обода тормозного шкива.

Список литературы

1. Старостин И. П. Численное решение задачи теплопроводности в парах трения с малым коэффициентом перекрытия // Математическое моделирование. – 2005. – Т. 17. – № 7. – С. 23–30.

2. Donea J., Huerta A. Finite Element Methods for Flow Problems. – Wiley, 2003. – 350 p.

3. Исполлов Ю. Г., Шабров Н. Н. Конечно-элементный анализ нестационарных полей температур в деталях ГТУ // Проблемы прочности. – 1989. – № 12. – С. 82–87.

4. Eltoukhy M., Asfour S. Braking Process in Automobiles: Investigation of the Thermoelastic Instability Phenomenon // Department of Industrial Engineering, College of Engineering, University of Miami USA – URL: <http://intechweb.org/downloadpdf.php?id=5380> (дата обращения: 11.02.2012).

5. Krause R. H., Wohlmuth B. I. A Dirichlet-Neumann type algorithm for contact problems with friction. – 6 p. URL: <http://www.m2.ma.tum.de/download-publications/FUB01.ps.gz> (дата обращения: 21.01.2012)

6. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скупнык [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 312 с.

Стаття надійшла до редакції 12.05.2016

Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ

АНАЛІЗ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Розглянуто енергонавантаженість і напружено-деформований стан елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки. Проілюстрована енергонавантаженість гальмівного шків за допомогою методу кінцевих елементів шляхом розбиття гальмівного шків на циліндричні диски, в основному, в місцях наявності концентраторів механічних напружень і проведена оцінка температурних напружень і їх градієнтів.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, пара тертя, енергонавантаженість, температурні напруження, гальмівний шків і обід, метод кінцевих елементів.

D. YU. ZHURAVLOV

THE ANALYSIS OF THE ENERGY-LOADING OF THE PARTS OF THE FRICTION UNITS OF THE BAND-SHOE BRAKES OF THE DRAW-WORKS

Constructions of friction units of the band-shoe brakes of the draw-works are constantly improving to respond the growing demand for an increase in the friction power. Therefore, the creation of reliable brake friction components with high energy capacity has become a priority for many foreign companies. They see the solution of this problem in the searching new structural materials for the manufacture of friction units and in optimization of their design parameters. The optimization for the rims of the brake pulleys can't be realized without assessing of the thermal stress on its working surfaces.

We have considered the energy-loading and the mode of the deformation of the elements of the friction units of band-shoe brakes of the draw-works. We've illustrated energy-loading of the brake pulley by using the finite element method by splitting the brake pulley on cylindrical discs, mostly in places of stress concentrations and we have evaluated the thermal stresses and their gradients. There were the following tasks: design features and operation of friction units of the band-shoe brakes; energy intensity of the rim or the brake pulley; assessment of thermal stress on the working surface of the rim of the brake pulley.

Keywords: band-shoe brake, friction unit, friction pairs, energy-loading, temperature stress, the brake pulley and a rim, finite element method.

Журавлев Дмитрий Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03427 2 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.