

УДК 621.891

Скрыпник В.С., к.т.н.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ТОРМОЗНЫХ ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 2)

Аннотация. В материалах статьи проиллюстрировано и сделано анализ напряженно-деформированного состояния различных типов ободов тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов. Представлены численные величины температурных напряжений, градиентов суммарный напряжений ободов шкивов, из которых выделены температурные напряжения (как наибольшие) и предложены рекомендации для их снижения.

Анотація. У матеріалах статті проілюстровано і зроблено аналіз напружено-деформованого стану різних типів ободів гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм. Представлені чисельні величини температурних напружень, градієнтів сумарних напружень ободів шківів, з яких виділені температурні напруження (як найбільші) і запропоновані рекомендації для їх зниження.

Abstract. We've illustrated and made analysis of stress-strain state for the various types of the rims of the brake pulley of the band-block brakes. We've presented numerical value of temperature stress, total stress gradients of the rims of the pulleys, including temperature stress (the largest), and we have proposed recommendations to reduce it.

Введение. В первой части материалов статьи: показано влияние напряженно-деформированного состояния тормозных шкивов на эффективность работы ленточно-колодочного тормоза, вызванное их энергонагруженностью; проанализированы различные виды охлаждения (естественное, вынужденное, кондуктивное и принудительное, применительно к различным типам конструкций тормозных шкивов; проиллюстрированы основные факторы, которые влияют на энергонагруженность фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.

Постановка проблемы. Существуют задачи определения полей деформаций и напряжений и задач определения деформаций и напряжений в известных заранее точках и сечениях тормозного шкива [1]. Когда необходимо установить в элементах конструкции тормозного шкива наиболее напряженные точки и поперечные

сечения, и напряжения в них, получив в дальнейшем для расчета величин градиентов деформаций и напряжений, решают задачу определения полей деформаций и напряжений. Кроме того, указанную задачу необходимо решать и при оптимизации конструктивных параметров тормозного шкива по условиям прочности, жесткости и снижения металлоемкости, исходя из уменьшения момента инерции вращающегося шкива. Более того, распределение деформаций и напряжений в процессе фрикционного взаимодействия обода шкива с полимерными накладками, находящимися на тормозной лентке, постоянно изменяется.

Анализ последних исследований. Установлено, что имеющие исследования, относящиеся к оценке напряженного состояния серийных тормозных шкивов, в которые заложены механические концентраторы напряжений (сопряжение рабочей и нерабочей поверхности обода шкива, соответственно, с ребрами и крепежным выступом), а также определения температурных напряжений, и как следствие, суммарных напряжений [2, 3]. Однако не была затронута проблема оценки напряженного состояния различных типов тормозных шкивов (обод шкива не имеет реборд, биметаллический обод шкива, обод шкива имеет камеру для охлаждения, обод шкива имеет камеру, которая подключена к циркуляционному контуру теплоносителя и т.д.).

Нерешенные части общей проблемы. В завершении материала, касающегося напряженно-деформированного состояния тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, рассмотрена оценка интенсивности вынужденного воздушного охлаждения его ободов, теоретические основы оценки напряженного состояния тормозных шкивов и результаты расчетов его суммарных величин.

Основной материал. Известно, что в работе [4] была оценка интенсивности теплообмена металлических фрикционных элементов тормозных устройств и в дальнейшем коэффициентов распределения тепловых потоков между их парами трения. Однако не было установлено соотношение между полированной и матовой поверхностями шкива ленточно-колодочного тормоза.

Анализ интенсивности теплообмена от металлических элементов трения тормозных устройств показывает на то, что коэффициенты теплоотдачи α отличаются по модулю и закону изменения и зависят от линейной скорости обода тормозного барабана. Кроме того, матовые и полированная (рабочая) поверхности металлического элемента трения омываются различными по химическому составу и термодинамическим параметрам средами.

С указанных поверхностей металлического элемента трения осуществляется теплоотдача лучеиспусканием омывающему их

воздуху. Согласно закону Стефана-Больцмана коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием определяется из выражения:

$$\alpha_{Л} = \frac{c_{Л} \left[\left(\frac{T_H}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_B}{100} \right)^4 \right]}{T_H - T_B}, \quad (1)$$

где T_H – температура нагревания поверхностей металлического элемента трения, К; T_B – температура окружающей среды, К; $c_{Л}$ – коэффициент излучения, Вт/(м²·°К⁴).

Результаты расчета по формуле (1) представлены на рис. 1 а, б, из которых следует, что коэффициент $\alpha_{Л}$ увеличивается с повышением температуры.

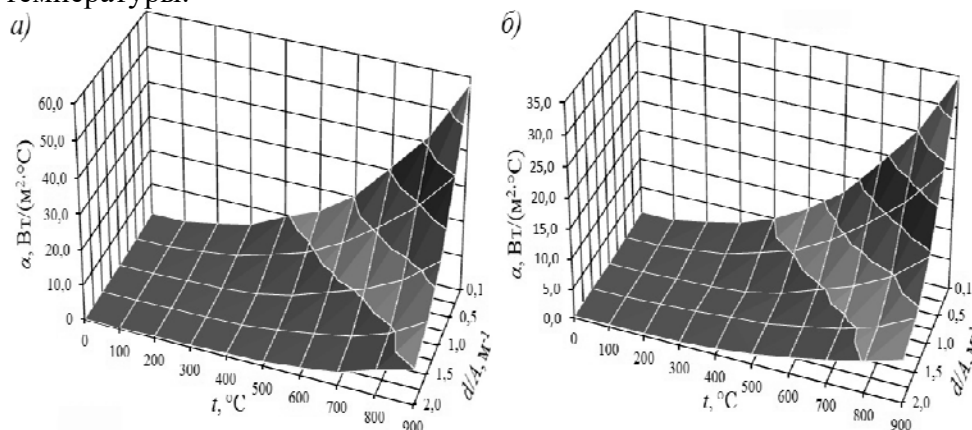


Рисунок 1 а, б – Зависимость коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{Л}$ лучеиспусканием матовых (а) и полированных (б) поверхностей металлических элементов трения от температуры нагревания t при различных значениях отношения диаметров поверхности трения к площадям поверхностей d/A

Установлено, что величина отношения коэффициентов излучения матовой поверхности к полированной должна быть равна отношению площадей охлаждаемой к нагреваемой поверхностей металлического элемента трения. По ее значению можно судить о наступлении металлического элемента установившегося теплового состояния.

В виде соотношений получаем:

для ленточно-колодочного тормоза
 (тормозной шкив изготовлен из стали)

$$\frac{c_{ЛМ}}{c_{ЛП}} = \frac{5,0}{1,1512} = 3,31; \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{2,767}{1,048} = 2,64. \quad (2)$$

Таблица 1 – Площади поверхностей теплообмена тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки

Площади поверхностей, принимающих участие в различных видах теплообмена с окружающей средой, и боковая стенка фланца барабана лебедки, м ²				Масса (кг) элементов тормозного шкива:		
Площади поверхностей (м ²) тормозного шкива:			Площадь поверхностей (м ²) выступа обода шкива, которая стыкуется с фланцем барабана	обода	выступа	боковой стенки
полированная	матовая					
	внутренняя	наружная				
1,048*/0,091	1,405	0,73	0,541	324,48	31,98	72,54

*Примечание: Площадь рабочей поверхности тормозного шкива: в числителе – перекрываемой накладками, в знаменателе – не перекрываемой накладками

В данном случае рассматриваются площади поверхностей теплообмена тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5 (табл. 1).

Расхождение между коэффициентами зависимости (2) составляет 23,0%. Уменьшить последнюю величину можно за счет оребрения нерабочей поверхности обода тормозного шкива.

Для расчета напряженно-деформированного состояния тормозного шкива использован метод решения научно-практических задач. Для последних при расчете и проектировании тормозных шкивов особенно эффективным является объединение компьютерного трехмерного параметрического моделирования и метода конечных элементов. Первое позволяет изменять конструктивные параметры тормозного шкива (толщину, ширину и внешний диаметр обода) без необходимости перестройки модели в целом, что позволяет устанавливать влияние указанных параметров на напряженно-деформированное состояние тормозного шкива с помощью метода конечных элементов. В основу последнего заложен критерий удельной потенциальной энергии формоизменения обода тормозного шкива согласно четвертой теории прочности [5]. Согласно этой теории опасное состояние (текучесть) в общем случае наступает тогда, когда удельная потенциальная энергия формоизменения достигает своего граничного значения. Последнее состояние определяется при простом растяжении элемента обода шкива в момент появления его текучести, т.е. при условии

$$u_3 = u_{3,m} \tag{3}$$

когда условие прочности записывается в виде

$$u_3 = [u_3]. \tag{4}$$

Предполагая, что закон Гука справедлив вплоть до наступления предельного состояния, можно потенциальную энергию

формоизменения в общем случае напряженного состояния записать в виде:

$$u_3 = \frac{1+\mu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)], \quad (5)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – составляющие нормального напряжения элемента обода шкива.

При простом растяжении в момент текучести ($\sigma_1 = \sigma_m, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$) имеем

$$u_{3,m} = \frac{1+\mu}{3E} \cdot \sigma_m^2. \quad (6)$$

Следовательно, условие (3) после подстановки выражений (5) и (6) превращается в такое выражение:

$$\sqrt{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]} = \sigma_m, \quad (7)$$

или

$$\sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = \tau_m. \quad (8)$$

Условие прочности будет следующим:

$$\sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \sigma_m. \quad (9)$$

Следовательно, эквивалентное напряжение по четвертой теории прочности:

$$\sigma_{эквIV} = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (10)$$

Следует отметить, что $\sigma_{эквIV}$ совпадает с выражением для интенсивности напряжений σ_u .

На основании вышеизложенного переходим к оценке напряженно-деформированного состояния тормозного шкива.

Согласно работы [6] рассмотрим термограммы и поля распределения напряжений энергонагруженных элементов различных типов тормозных шкивов (рис. 2 а, б, в, г – 7 а, б, в, г).

В табл. 2 представлены характеристики энергонагруженности и напряжений в зонах тормозных шкивов буровых лебедок. Проанализируем некоторые параметры из табл. 2. В каждой конструкции тормозных шкивов присутствуют два вида теплообмена, а именно, кондуктивный (в крепежный выступ, ребра жесткости реборды, а в шкивах с алюминиевой вставкой (рис. 4) и камерами для охлаждения (рис. 6 и 7) осуществляется теплообмен еще и в эти элементы) и конвективный (омывающим воздухом: матовых и полированных поверхностей шкива, в том числе, и внутренних поверхностей алюминиевой вставки и камеры охлаждения; водой и насыщенным водяным паром, находящимся в камере охлаждения,

Таблица 2 – Характеристики энергонагруженности и напряжений в зонах тормозных шкивов буровых лебедок

Особенности конструкций тормозных шкивов	Вид теплообмена	Объемные температурные градиенты, °С/мм	Концентраторы напряжений в зонах шкива, МПа	Напряжения в зонах шкива, МПа	
				механические	температурные
суммарные					
без реборд и с двумя ребрами, сопряженными с нерабочей поверхностью обода (рис. 2 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ и ребра (зона I, III); конвективный омывающим воздухом (зона II)	3,5(зона I); 1,1 (зона II); 2,6 (зона III).	707,4 (зона V)	19,9 (зона IV)	707,4 (зона V)
с ребордой и ребром, сопряженными с поверхностями обода (рис. 3 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ, ребра и реборду (зона I, III); конвективный омывающим воздухом (зона II)	2,9 (зона I); 0,77 (зона II); 1,37 (зона III).	756,1 (зона V)	27,6 (зона IV)	756,1 (зона V)
биметаллического тормозного шкива с ребордой, сопряженной с рабочей поверхностью обода, и алюминиевой цилиндрической вставкой с ребрами (рис. 4 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ, реборду и алюминиевую вставку (зона I, II); конвективный омывающим воздухом	2,6 (зона I); 1,47 (зона II).	727,8 (зона IV)	25,5 (зона III)	727,8 (зона IV)
ребордами и четырьмя ребрами, сопряженными с поверхностями обода (рис. 5 а, б, в, г)	кондуктивный в крепежный выступ, реборды и ребра (зона I, III); конвективный омывающим воздухом (зона II)	3,6 (зона I); 1,0 (зона II); 1,4 (зона III).	804,1 (зона VII)	26,7 (зона IV); 21,6 (зона V); 25,4 (зона VI).	804,1 (зона VII)
с ребрами и со стенками камеры, в которой находится насыщенный водяной пар (рис. 6 д, е, ж, з)	кондуктивный в: крепежный выступ и реборду (зоны I, I'); реборду и стенку камеры (зоны III, III'); конвективный: водой и насыщенным водяным паром в камере; омывающим воздухом	4,66 (зона I); 3,04 (зона II); 4,66 (зона III); 3,37 (зона I'); 1,63 (зона II'); 3,37 (зона III').	1043,3 (зона VII); 602,4 (зона IX)	20,2 (зоны IV и IV');	1043,3 (зона VII)
с ребрами и циркулирующим теплоносителем (вода) в камере, сопряженными с поверхностями обода (рис. 7 а, б, в, г)	кондуктивный в: крепежный выступ и реборду (зона I); реборду и стенку камеры (зона III); конвективный: циркулирующей водой в камере; омывающим воздухом	6,3 (зона I); 4,87 (зона II); 6,3 (зона III).	1072,1 (зона VII); 651,6 (зона IX)	35,3 (зона VI и VI');	1072,1 (зона VII)

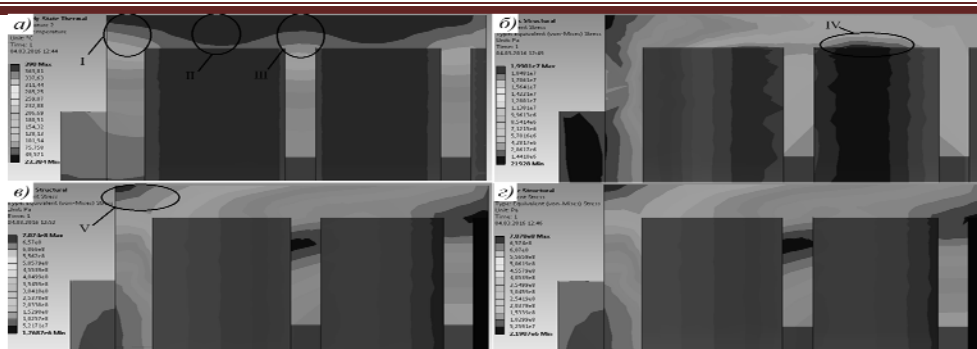


Рисунок 2 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива без реборд и с двумя ребрами, сопряженными с нерабочей поверхностью обода

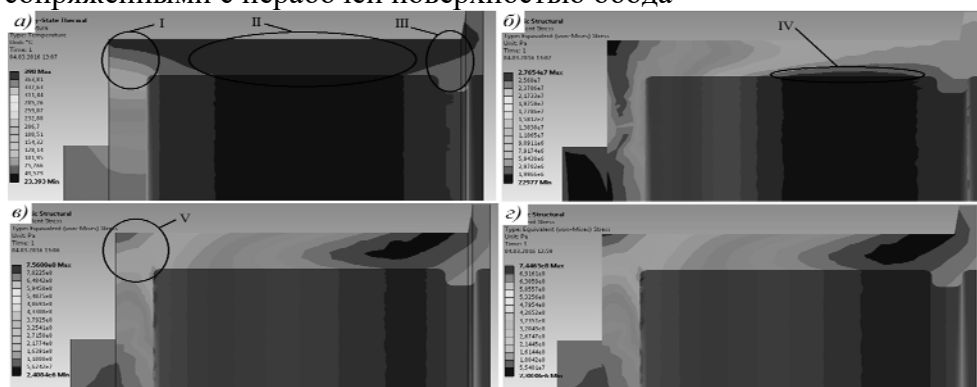


Рисунок 3 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребордой и ребром, сопряженными с поверхностями обода

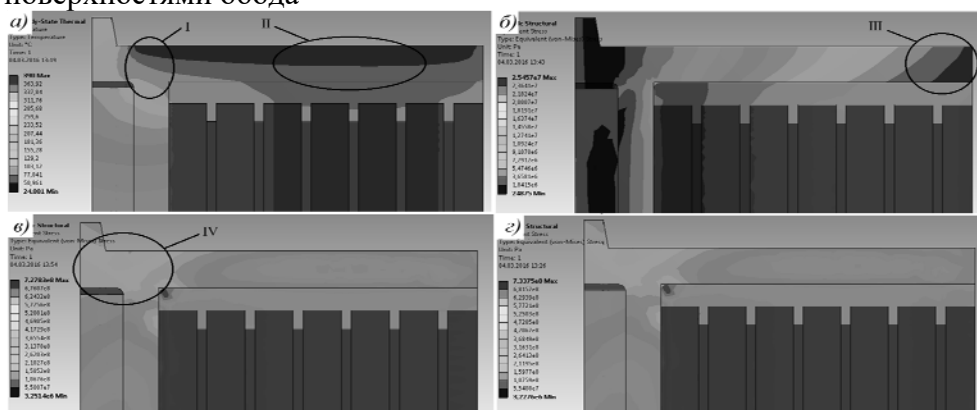


Рисунок 4 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах биметаллического тормозного шкива с ребордой, сопряженной с рабочей поверхностью обода, и с алюминиевой вставкой с ребрами

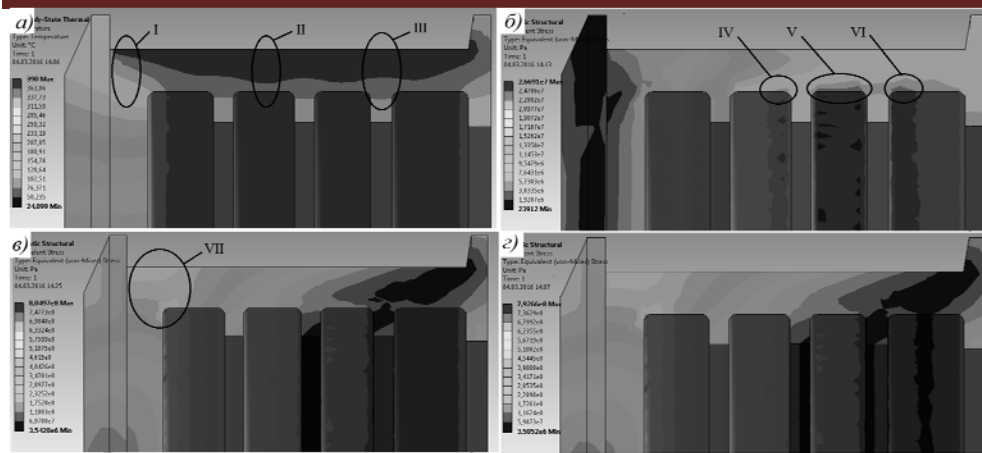


Рисунок 5 а, б, в, г – Термограммы (а); механические (б), температурные (в) и суммарные (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребрами и четырьмя ребрами, сопряженными с поверхностями обода

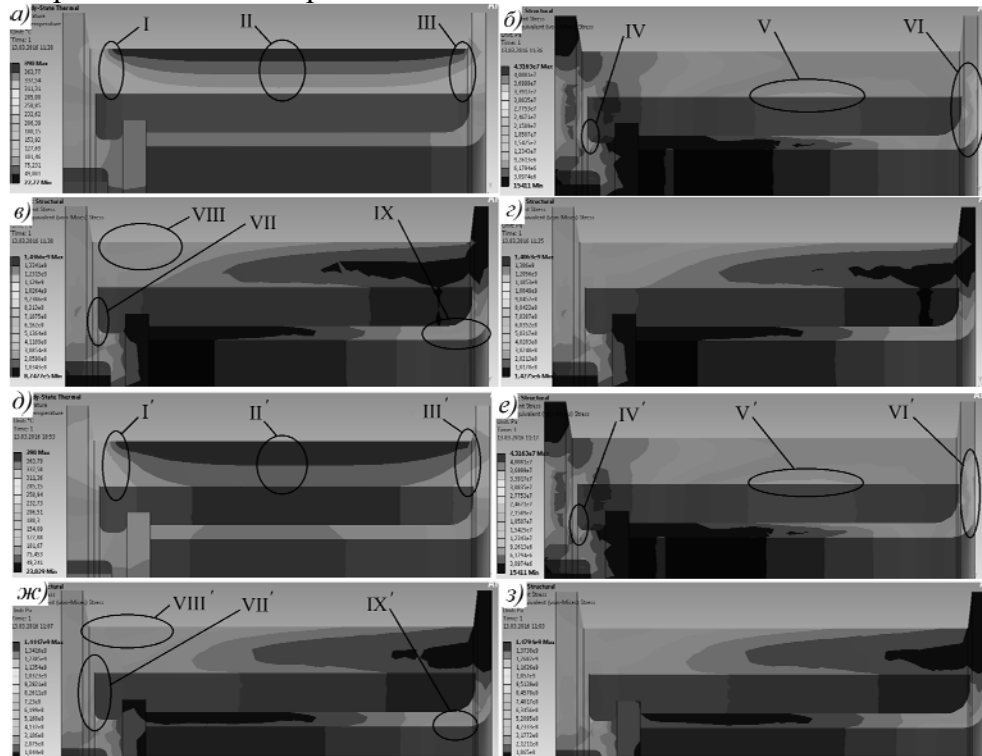


Рисунок 6 а, б, в, г, д, е, ж, з – Термограммы (а, д) механическое (б, е), температурные (в, ж) и суммарное (г, з) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребрами и с камерами, сопряженными с поверхностями его обода (теплоноситель: а, б, в, г – вода; д, е, ж, з – влажный насыщенный водяной пар)

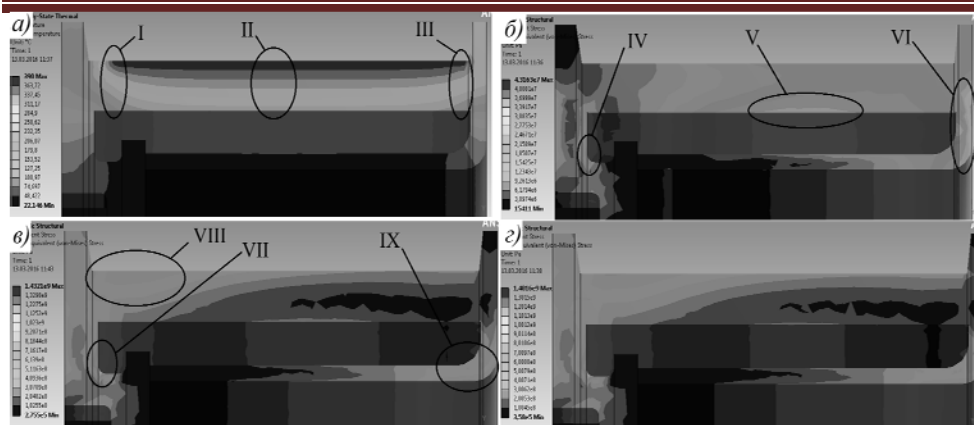


Рисунок 7 а, б, в, г – Термограммы (а) механическое (б), температурные (в) и суммарное (г) напряжения в энергонагруженных элементах тормозного шкива с ребрами и с циркулирующим теплоносителем (вода) в камере, сопряженной с поверхностями обода

нерабочих поверхностей обода шкива (рис. б); циркулирующим теплоносителем в камере (рис. в)).

Максимальный температурный градиент наблюдался в конструкции шкива с циркулирующим теплоносителем в камере охлаждения (зоны I и III – $6,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$, рис. 7 а). Объясняется это тем, что в этих зонах кроме вынужденной конвекции циркулирующей водой в камере происходит: отвод теплоты в реборду и через боковые поверхности камеры охлаждения в крепежный выступ и фланец барабана кондуктивным теплообменом (зона I); отвод теплоты в правую реборду и в боковую поверхность камеры охлаждения с помощью кондуктивного теплообмена и охлаждение их омывающим воздухом с другой ее стороны (зона III). Охлаждение зоны II происходит только с помощью принудительной конвекции водой, циркулирующей в камере охлаждения.

Основным требованием к циркуляционной системе, которой отвечают термограммы и поля напряжений (рис. 7 а, б, в, г) энергонагруженного тормозного шкива является то, что теплоноситель должен нагреваться одновременно с его ободом в процессах фрикционного взаимодействия пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при спуске колоны бурильных труб в скважину. При использовании в циркуляционной системе проточного теплоносителя возникает большой температурный градиент между его слоями и нерабочей поверхностью обода шкива, и как следствие, зарождение и развитие микротрещин на рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Следует также отметить шкивы с камерами охлаждения, в которых находится вода (рис. б а) и насыщенный водяной пар (рис. б д). В этих конструкциях также наблюдается большие объемные

температурные градиенты (3,37-4,66°C/мм) из-за дополнительного конвективного охлаждения. Наличие развитых поверхностей теплообмена на нерабочих поверхностях обода шкива (в виде ребер жесткости) (рис. 2 а – 5 а), обеспечивают интенсивный конвективный теплообмен, и, следовательно, заметно влияет на градиенты температур.

Минимальный температурный градиент был в шкиве с ребордой и ребром, сопряженными с его поверхностями (зона II – 0,77°C/мм, рис. 3 а). В этой зоне толщина обода быстро нагревается, в связи с тем, что его нерабочая поверхность охлаждается только конвективным охлаждением, т.е. омывающим воздухом.

Во всех конструкциях шкивов изначально заложены зоны концентраторов напряжений, которые существенно влияют на общее напряженно-деформируемое состояние. В первых четырех конструкциях тормозных шкивов (рис. 2 в – 5 в) эти зоны наблюдаются в защемленном крае обода, в местах крепежного выступа и реборды (если она есть в конструкции). При действии температуры 390°C на рабочую поверхность обода шкива незащемленный правый край нагревается и расширяется вверх и прогибается на защемленном левом крае. В двух последних конструкциях концентраторы напряжений возникают в левой и правой стенке камеры охлаждения (зоны VII и IX, рис. 6 в – 7 в). Это объясняется также расширением вверх обода тормозного шкива на незащемленном крае, с которым также расширяется тонкая камера охлаждения.

Что касается механических напряжений, то все они возникают от действия удельных нагрузок (1,2 МПа). Незащемленный правый край обода прогибается во внутрь, и при этом его внутренние слои расширяются. Зоны возникновения максимальных механических напряжений объясняются наличием ребер жесткости на нерабочей поверхности обода шкива. Максимальные механические напряжения возникают в конструкции с циркулирующим теплоносителем в камере (зона VI – 35,3 МПа, рис. 7 б), а минимальные – в конструкции без реборд и с двумя ребрами, сопряженными с нерабочей поверхностью обода (зона IV – 19,9 МПа, рис. 2 б).

Зоны максимальных температурных напряжений отвечают зонам концентраторов напряжений. Максимальные напряжения опять же наблюдаются в конструкции с циркулирующим теплоносителем в камере из-за конструктивных особенностей обода (зона VII – 1072,1 МПа, рис. 7 в). Минимальные температурные напряжения возникают в самой конструкции тормозного шкива без реборд (зона V – 707,4 МПа, рис. 2 в).

Из-за большей разницы значений между механическими и температурными напряжениями картина при действии суммарных напряжений у всех конструкциях шкивов почти не отличается от

действия поверхностной и объемной температуры на напряжения. Поскольку температурные напряжения превышают в десятки раз механические, суммарные напряжения (последний столбец в табл. 2) по значению такие же, как и температурные. Вышеуказанное позволяет утверждать, что основные напряжения возникают от действия температурных нагрузений.

Анализ всего вышесказанного позволяет сделать следующие рекомендации:

– недостатком конструкций тормозных шкивов с камерами охлаждения является то, что нерабочая поверхность обода очень быстро охлаждается, в результате чего возникают большие градиенты температур ($3,04-6,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) и следовательно зарождаются микротрещины в обода. Поэтому не рекомендуется интенсивно охлаждать нерабочую поверхность обода шкива;

– наличие реборд, ребер жесткости и крепежного выступа интенсифицирует механические и температурные напряжения, возникающие при энергонагрузении тормозного шкива. С другой стороны крепежный выступ является обязательным в конструкции, а реборды и ребра позволяют качественнее охлаждать поверхности обода шкива, поэтому рекомендуется делать переходные скругленные поверхности в зонах сопряжения с ними;

– рекомендуется использовать конструкции шкива с ребордой и ребрами жесткости (рис. 3 и 5 а, б, в, г), поскольку в этих конструкция низкий градиент температур ($0,77-1,0^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) и небольшие температурные напряжения ($756,1-804,1\text{МПа}$). Низкий градиент температур не приводит к возникновению сетки микротрещин, а ребра в этих конструкциях не являются основными концентраторами напряжений, и, в свою очередь, они делают конструкцию тормозного шкива жесткой.

Выводы. Таким образом, проиллюстрировано и сделано анализ напряженно-деформированного состояния различных типов ободов тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов. Представлены численные величины температурных напряжений, градиентов суммарный напряжений ободов шкивов, из которых выделены температурные напряжения (как наибольшие) и предложены рекомендации для их снижения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пригоровский Н. И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений / Н. И. Пригоровский: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 248с.

-
2. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. – Кубанский государственный технологический университет. - Краснодар, Ивано-Франковск, 2013. - 441 с.
 3. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко [и др.]. – Киев-Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. – 371с.
 4. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 312с.
 5. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин. 4-е изд., перераб. и доп. / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр. М.:Машиностроение, 1993. – 641 с.
 6. Скрыпник В. С. Напряженно-деформированное состояние тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза (часть 1)/ В. С. Скрыпник. – Научно-техн. і виробн. журнал: ОНПУ, №2, 2016. – С.