

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ САМОСМАЗЫВАЮЩИХСЯ КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ МАЛОРАЗМЕРНЫХ РОТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Применение самосмазывающихся подшипниковых узлов конической формы, реализованных по схеме «ротапринтного» смазывания, перспективно в безмасляных малоразмерных турбоагрегатах для обеспечения заданного ресурса. При этом важным вопросом, особенно для микротурбин, является обеспечение требуемых температурных режимов и допустимых температурных деформаций. В работе предложена численная методика расчета конических подшипниковых узлов, реализованных по схеме «ротапринт» с различным количеством намазывающих элементов, которая учитывает взаимное влияние режимов работы турбоагрегата и системы охлаждения подшипника. Методика состоит из двух этапов: на первом определяются температурные поля, затем результаты переносятся в качестве исходных данных для второго этапа — определение полей температурных деформаций. Результаты расчета деформаций служат исходными данными для теплового расчета по скорректированным геометрическим размерам, таким образом выполняется итерационный расчет до требуемой сходимости. Выполнена апробация и приведены результаты анализа температурного состояния и температурных деформаций для различных углов конуса подшипникового узла при различном количестве намазывающих элементов применительно к подшипникам как со стороны компрессора, так и со стороны турбины при консольном их исполнении.

**Ключевые слова:** самосмазывающийся конический подшипник, малоразмерный турбоагрегат, численная методика, тепловое состояние, температурные деформации.

**Введение.** В современном мире наблюдается тенденция децентрализации энергетики в районах с неразвитой инфраструктурой путем создания автономных энергетических установок малой мощности на базе микротурбин и создание систем рекуперации тепловых потерь [1–4]. В обоих случаях основным узлом является турбоагрегат, подшипники которого работают в условиях высоких температур. Производители таких агрегатов пытаются полностью отказаться от системы смазки. В малоразмерных агрегатах возможно применение самосмазывающихся подшипников [5, 6]. При создании таких агрегатов требуется методика для анализа температурного состояния и температурных деформаций ротора и опорно-упорных узлов.

**Объект исследования.** Рассматривается охлаждаемый подшипник в виде конической втулки, содержащей вставку намазывающего материала, в рамках конструкции малоразмерного высокотемпературного турбоагрегата (рис. 1). Такое решение при относительно малых нагрузках на подшипники позволяет обеспечить работу опорно-упорных узлов в области относительно небольших линейных скоростей, что, с учетом конструкции, обеспечивающей компенсации износа, позволяет создавать узлы трения с необходимым по условиям эксплуатации ресурсом.

Рассматривается двухопорная схема реализации турбоагрегата с консольным расположением самосмазывающихся опор (рис. 2).

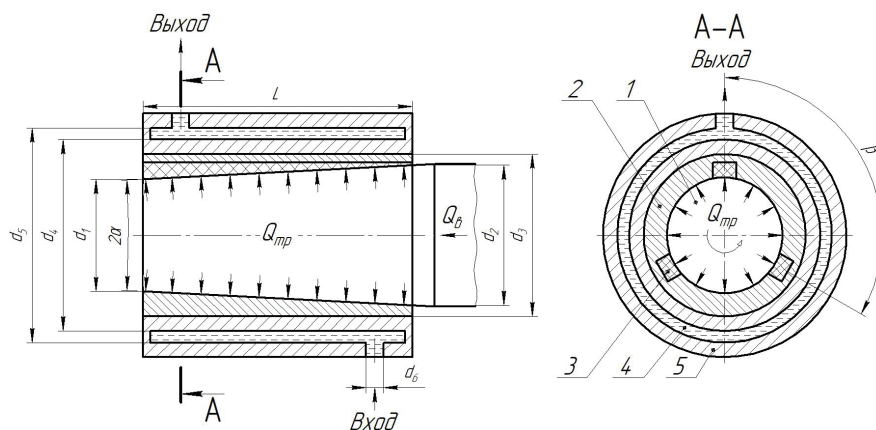


Рис. 1. Принципиальная схема конического подшипникового узла турбоагрегата:  
1 — ротор; 2 — подшипник; 3 — намазывающий элемент;  
4 — охлаждающая рубашка; 5 — корпус

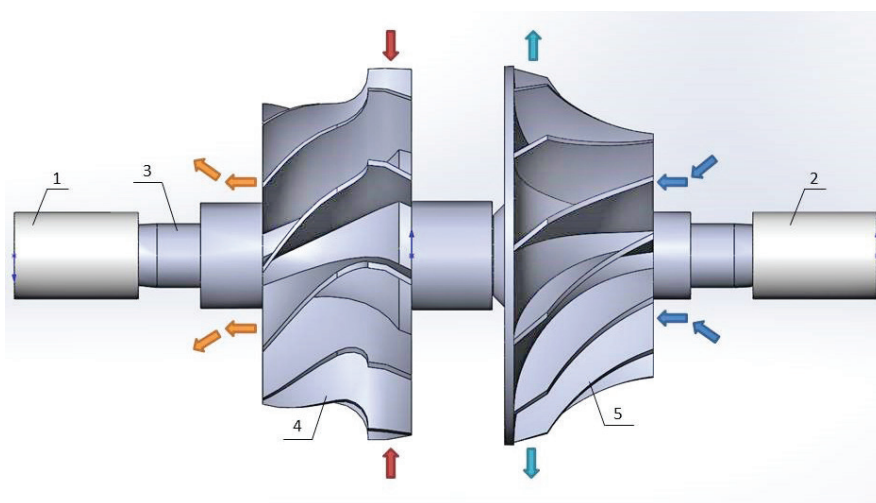


Рис. 2. Геометрическая модель для расчета температурных деформаций системы «подшипники - ротор» турбоагрегата: 1 — подшипник со стороны турбины; 2 — подшипник со стороны компрессора; 3 — ротор; 4 — колесо турбины; 5 — колесо компрессора

В работе [7] рассмотрена методика расчета, которая состоит из двух этапов: на 1-м этапе определяется поле температур, на 2-м — температурные деформации.

Пример расчетной сетки, линий тока и температурного поля представлены на рис. 3. Схема обработки результатов численных расчетов для определения градиента температурных деформаций по длине подшипникового узла рассмотрена на рис. 4. Суммарные значения деформаций, приводящие к тепловому перекоосу, равны:

$$\Delta_{1-1} = \delta_{1n} + \delta_{1p},$$

$$\Delta_{2-2} = \delta_{2n} + \delta_{2p},$$

$$\Delta = \Delta_{1-1} - \Delta_{2-2},$$

где  $\delta_{1n}$  — радиальная деформация подшипника в сечении 1–1,  $\delta_{1p}$  — радиальная деформация ротора в сечении 1–1,  $\delta_{2n}$  — радиальная деформация подшипника в сечении 2–2,  $\delta_{2p}$  — радиальная деформация ротора в сечении 2–2,  $\Delta_{1-1}$  — суммарная деформация в сечении 1–1,  $\Delta_{2-2}$  — суммарная деформация в сечении 2–2,  $\Delta$  — градиент деформаций в подшипниковом узле.

Пример сеточной модели и температурных деформаций подшипника со стороны турбины представлен на рис. 5.

#### Геометрические условия.

— для подшипникового узла (рис. 1)  
при  $2\alpha = 20^\circ$ :  $d_1 = 0,006$  м,  $d_2 = 0,010$  м,  $d_3 = 0,014$  м,  
 $L = 0,01134$  м;

при  $2\alpha = 45^\circ$ :  $d_1 = 0,006$  м,  $d_2 = 0,010$  м,  $d_3 = 0,014$  м,  
 $L = 0,00483$  м;

— для охлаждающей «рубашки» (рис. 1):  
 $d_4 = 0,018$  м,  $d_5 = 0,0185$  м,  $d_6 = 0,005$  м.

$\beta = 120^\circ$  — три намазывающие вставки,  $\beta = 180^\circ$  — две намазывающие вставки,  $\beta = 0^\circ$  — одна намазывающая вставка.

В табл. 1 представлены основные геометрические данные профиля лопаток рабочих колес.

#### Физические условия.

Материалы: вал — сталь 40X; самосмазывающийся подшипник:

— сталь 40X с ротапринтной смазкой суперфлувисом, коэффициент трения — 0,1 (результат эксперимента);

— охлаждающая жидкость — вода.

Термофизические свойства рабочих сред и материалов, в общем случае являющихся функциями температуры:

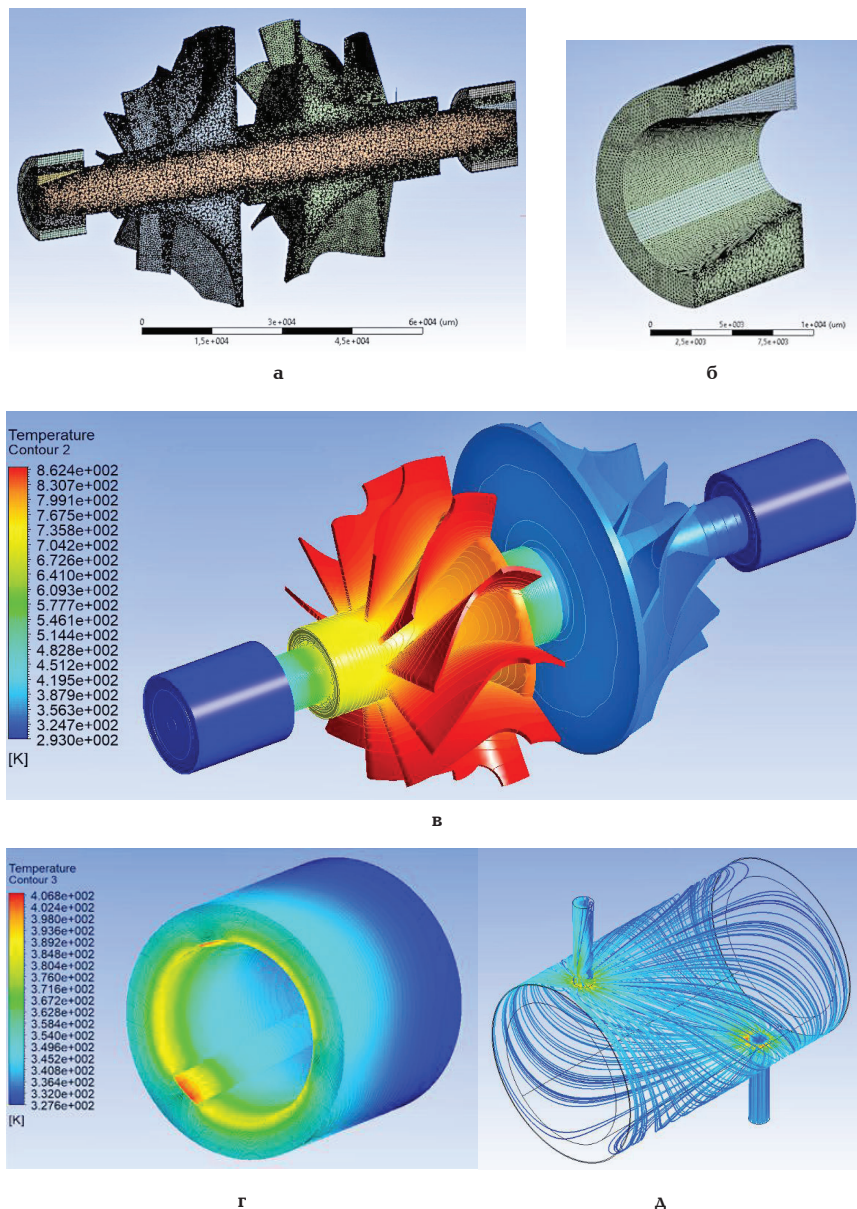


Рис. 3. Пример результатов расчета (подшипник с принудительным охлаждением): а — сеточная модель ротора в сборе, б — сеточная модель подшипника; в — температурное поле ротора в сборе; г — температурное поле подшипника; д — линии тока охлаждающей среды

$$\mu = f(T), \rho = f(T), C_p = f(T), \lambda = f(T). \quad (1)$$

**Граничные условия. Тепловые ограничения**

— на поверхности трения ротора и подшипника действует граничное условие:

$$-\lambda_n \left( \frac{\partial T_n}{\partial n} \right)_{пов} = \lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{пов} + Q_{мп}, \quad (2)$$

$$(T_n)_{пов} = (T_p)_{пов},$$

$$Q_{мп} = f_{мп} \cdot N \cdot v_{ср}, \quad (3)$$

$$v_{ср} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot r_{ср}, \quad (4)$$

$$N = \frac{N_{раг}}{\cos \alpha} + \frac{N_{ос}}{\sin \alpha}, \quad (5)$$

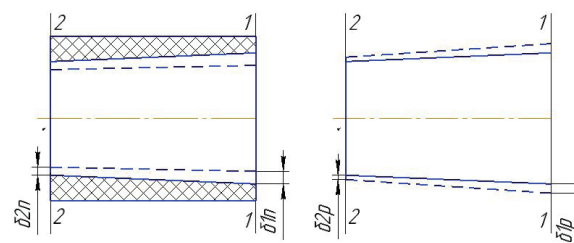


Рис. 4. Схема определения деформаций трущихся поверхностей ротора и конического подшипника в плоскостях 1-1 и 2-2

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $T$  — температура;  $f_{мп}$  — коэффициент трения;  $N$  — нормальная сила;  $N_{раг}$  — радиальная сила;  $N_{ос}$  — осевая сила;  $\alpha$  — полуугол конуса конического подшипника (цапфы вала);  $v_{ср}$  — скорость скольжения на среднем радиусе трения;  $r_{ср}$  — средний радиус трения;  $n$  — частота вращения ротора.

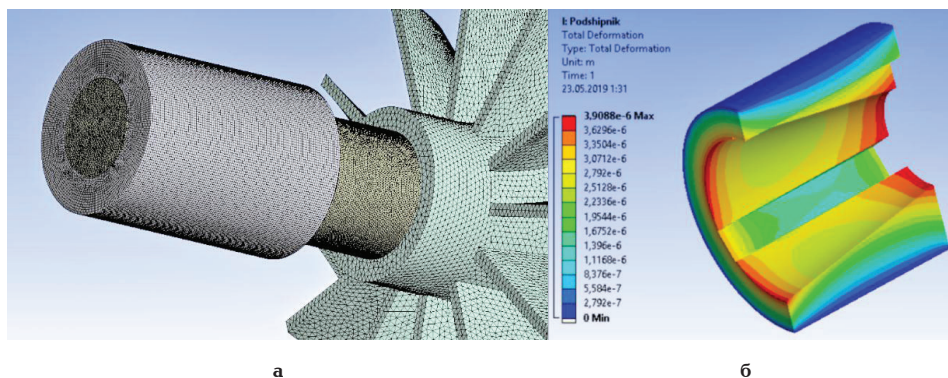


Рис. 5. Пример результатов расчета (подшипник без принудительного охлаждения):  
 а — сеточной модели подшипникового узла;  
 б — поля деформаций подшипника со стороны турбины

Таблица 1

Основные геометрические данные профиля лопаток рабочих колес

Параметр	Компрессор	Турбина
Хорда (C), мм	34	27
Шаг решетки (m), мм	16	17
Ширина решетки (b), мм	26	23
Угол потока на входе ( $\beta_1$ ), град	30	90
Угол потока на выходе ( $\beta_2$ ), град	60	30
Средний диаметр рабочего колеса ( $d_{cp}$ ), мм	38	40
Высота лопаток (l), мм	9	14

Теплота, выделяемая при трении ( $Q_{тр}$ ), определяется исходя из следующих условий: давление на входе в турбину — 169 кПа; давление на выходе из турбины — 103 кПа; давление на входе в компрессор — 97 кПа; давление на выходе из компрессора — 184 кПа; масса ротора в сборе — 0,2 кг; частота вращения ротора турбоагрегата — 60 000 об/мин; межопорное расстояние — 0,12 м; класс точности балансировки — 3.

— на стенках корпуса, контактирующих с охлаждающей жидкостью («ж»), действует граничное условие:

$$\alpha_{ж} = -\frac{\lambda}{(T_{ст} - T_{ж})} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}. \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи жидкости ( $\alpha_{ж}$ ) определяется для следующих условий: на входе в «рубашку» массовый расход среды равен — 0,005 кг/с, температура — 293 К; на выходе — статическое давление, равное  $1 \cdot 10^5$  Па; на стенках, образующих охлаждающий канал, — условие прилипания и параметр шероховатости 2,5 мкм.

— на внешней поверхности подшипника («п») и внутренней поверхности корпуса («кр») действует граничное условие:

$$\lambda_n \left( \frac{\partial T_n}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_{кр} \left( \frac{\partial T_{кр}}{\partial n} \right)_{нов}, \quad (7)$$

$$(T_n)_{нов} = (T_{кр})_{нов};$$

— на поверхностях паза, выполненных в подшипнике («паз»), контактирующих с полимерными вставками («вст»), действует граничное условие:

$$\lambda_{паз} \left( \frac{\partial T_{паз}}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_{вст} \left( \frac{\partial T_{вст}}{\partial n} \right)_{нов}, \quad (8)$$

$$(T_{паз})_{нов} = (T_{вст})_{нов};$$

— на внешней поверхности ротора («р») и поверхности отверстий турбинного («тк») и компрессорного («кк») колес в границах контакта действуют граничные условия:

$$\lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_{тк} \left( \frac{\partial T_{тк}}{\partial n} \right)_{нов}, \quad (9)$$

$$(T_p)_{нов} = (T_{тк})_{нов},$$

$$\lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_{кк} \left( \frac{\partial T_{кк}}{\partial n} \right)_{нов}, \quad (10)$$

$$(T_p)_{нов} = (T_{кк})_{нов}.$$

— на стенках колеса компрессора и колеса турбины, контактирующих с компримируемым («гк»)

Результаты определения тепловых нагрузок на колесо турбины и компрессора

Параметр	Проточная часть колеса		Тыльная сторона колеса	
	Компрессор	Турбина	Компрессор	Турбина
Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> К	360	350	277	290
Средняя температура, К	318	870	345	910

и расширяющимся («ГТ») рабочим телом, соответственно действуют граничные условия:

$$\alpha_{ГТ} = -\frac{\lambda}{(T_{СТ} - T_{ГТ})} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}, \quad (11)$$

$$\alpha_{ГК} = -\frac{\lambda}{(T_{СТ} - T_{ГК})} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0}. \quad (12)$$

На поверхностях колеса компрессора и турбины задаются тепловые ограничения в форме средних значений коэффициентов теплоотдачи и температур со стороны компримируемого и расширяющегося рабочего тела, при этом

— для проточной части колес [8]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{b}, \quad (13)$$

$$Nu = 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot S_r^{0,58} (1 + 0,8 \cdot S_u^{0,42}), \quad (14)$$

$$Re = \frac{\omega_2 \cdot C}{\nu}, \quad (15)$$

$$S_r = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b}{m \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)} - 1}, \quad (16)$$

$$S_u = \frac{u_{cp}}{\omega_2 \cdot \theta}, \quad (17)$$

$$\theta = \frac{d_{cp}}{l}, \quad (18)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  $S_r$  — критерий геометрического подобия;  $Nu$  — критерий Нуссельта;  $Re$  — критерий Рейнольдса;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности рабочего тела;  $\omega_2$  — относительная скорость газа на выходе из колеса;  $u_{cp}$  — окружная скорость на среднем диаметре;  $C$  — хорда;  $\nu$  — кинематическая вязкость рабочего тела;  $\beta_1, \beta_2$  — угол потока на входе и выходе соответственно;  $b$  — ширина решетки;  $m$  — шаг решетки;  $d_{cp}$  — средний диаметр колеса;  $l$  — высота лопатки;

— для тыльной части колес [9]:

$$Nu = 0,558 \cdot Pr^{0,33}, \quad (19)$$

$$\alpha = \frac{2Nu \cdot \lambda}{d_{cp}}, \quad (20)$$

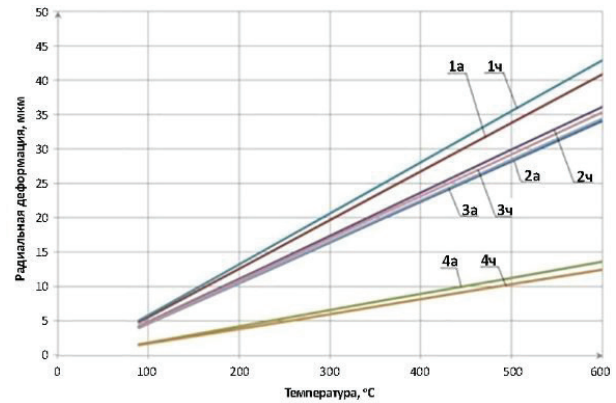


Рис. 6. Верификация результатов численного расчета радиальных температурных деформаций самосмазывающегося подшипникового узла турбоагрегата: подшипник из стали 40X с ротапринтной смазкой суперфлувисом; 1 — деформация внешней стенки подшипника при осевой фиксации; 2 — деформация внутренней поверхности подшипника при осевой фиксации; 3 — деформация вала; 4 — суммарная деформация вала и подшипника при фиксации наружной поверхности подшипника в корпусе; индексы: «а» — результат аналитического расчета; «ч» — результат численного расчета

$$Re = \frac{\omega_A \cdot d_{cp}^2}{4\nu}, \quad (21)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (22)$$

где  $Pr$  — критерий Прандтля;  $\omega_A$  — угловая скорость вращения диска;  $a$  — коэффициент температуропроводности рабочего тела.

Тепловые нагрузки для колеса турбины и компрессора определены с учетом табл. 1, уравнений (13–22) и представлены в табл. 2.

**Механические ограничения.** Рассматривается схема, при которой подшипник со стороны компрессора подвижный в осевом направлении, что обеспечивает компенсацию осевых деформаций системы «ротор — самосмазывающиеся конические подшипники», поэтому интерес представляют радиальные деформации трущихся поверхностей подшипниковых узлов. Расчет деформаций подшипниковых узлов со стороны компрессора и турбины ведутся отдельно, при этом приняты следующие граничные условия для расчета радиальных деформаций: для подшипника со стороны турбины фиксируется наружная поверхность подшипника; для подшипника со стороны компрессора фиксируется торцевая поверхность подшипника; для ротора

Температуры и деформации конических подшипников

Материал		Наибольшая температура трущейся поверхности, $T_{\max}$ (K)		Градиент температур трущейся поверхности, $\Delta T = T_{1-1} - T_{2-2}$ (K)		Градиент деформации трущейся поверхности, $\Delta$ (мкм)	
		Без сист. охл.	С сист. охл.	Без сист. охл.	С сист. охл.	Без сист. охл.	С сист. охл.
$2\alpha=20^\circ$							
Сталь 40X	Сторона турбины	822	406	3,22	72,4	16,84	6,22
	Сторона компрессора	343	310	0,21	8,2	1,21	0,95
$2\alpha=45^\circ$							
Сталь 40X	Сторона турбины	—	431	—	26,42	—	6,35
	Сторона компрессора	—	312	—	2,5	—	0,34

Таблица 4

Температуры и деформации конических подшипников, работающих по схеме ротапринта

Количество намазывающих пластин		Наибольшая температура трущейся поверхности, $T_{\max}$ (K)		Градиент температур трущейся поверхности, $\Delta T = T_{1-1} - T_{2-2}$ (K)		Градиент деформации трущейся поверхности, $\Delta$ (мкм)	
		$2\alpha = 20^\circ$	$2\alpha = 45^\circ$	$2\alpha = 20^\circ$	$2\alpha = 45^\circ$	$2\alpha = 20^\circ$	$2\alpha = 45^\circ$
1 пластина	Сторона турбины	406	431	72,4	26,42	6,22	6,35
	Сторона компрессора	310	312	8,2	2,5	0,95	0,34
2 пластины	Сторона турбины	405	—	70,74	—	6,08	—
	Сторона компрессора	310	—	8	—	0,17	—
3 пластины	Сторона турбины	407	434	72,76	25,56	6,79	6,93
	Сторона компрессора	310	312	8,35	2,55	0,59	1,04

со стороны подшипника турбины фиксируется поверхность трения ротора со стороны компрессора и наоборот.

**Верификация.** Результаты сопоставления расчетов, выполненных аналитическим методом по уравнениям [10, 11] с численным методом в пакете ANSYS для сечения 1–1 подшипникового узла со стороны турбины представлены на рис. 6 при различных вариантах закрепления подшипника. Сравнение полученных результатов показало, что расхождение не превышает 5–10 %, что можно считать приемлемым результатом для инженерного анализа температурных деформаций в самосмазывающихся подшипниковых узлах трения.

**Результаты и обсуждение.** Результаты расчета температур и температурных деформаций охлажда-

емых и неохлаждаемых конических подшипников при  $2\alpha = 20^\circ$  и  $2\alpha = 45^\circ$  представлены в табл. 3.

В табл. 4 представлены результаты расчета температур и температурных деформаций охлаждаемых конических подшипников, содержащих различное число намазывающих пластин, при  $2\alpha = 20^\circ$  и  $2\alpha = 45^\circ$ .

Выполненный анализ показал:

— подшипник со стороны колеса компрессора турбоагрегата работает при сравнительно невысоких температурах (обусловлен теплообменом через ротор к сжимаемому газу в колесе компрессора) и с незначительными температурными деформациями по длине подшипникового узла; при этом для всех рассмотренных конструкций температура не превышала 312 К, что позволяет применять поли-

мерные материалы для изготовления подшипника, например, суперфлувис;

— применение со стороны турбины конического ротапринтного подшипника, содержащего систему охлаждения, приводит к существенному (поверхность теплообмена значительно больше, чем у цилиндрического подшипника) снижению температуры в зоне трения (406 К);

— применение схемы ротапринт, несмотря на уменьшение поверхности теплопередачи через стальной материал, обладающий значительно большей в сравнении с суперфлувисом теплопроводностью, не приводит к значительному росту максимальной температуры и температурных деформаций, что указывает на тот факт, что основной тепловой поток направлен с той части подшипника, которая прилегает к горячей стороне ротора (в этой области толщина вставки из суперфлувиса стремится к нулю);

— применение различного количества намазывающих элементов (от 1 до 3) не приводит к существенному изменению значений температур и температурных деформаций;

— при увеличении угла конуса с  $2\alpha = 20^\circ$  до  $2\alpha = 45^\circ$  получены близкие значения температурных деформаций, при этом длина подшипника с углом  $2\alpha = 45^\circ$  составила  $\frac{1}{2}$  длины подшипника с углом  $20^\circ$ . Таким образом, угол конусности оказывает существенное влияние на градиент температурных деформаций, а его снижение возможно за счет уменьшения длины подшипника (при этом увеличивается контактное давление трения), либо за счет организации системы охлаждения.

**Заключение.** По итогам выполненной работы была разработана методика численного исследования температурных деформаций ротора и подшипниковых узлов, которая учитывает влияние теплового состояния проточной части малоразмерного высокотемпературного турбоагрегата и рабочие процессы в подшипниковых узлах. При апробации и верификации численной методики расхождение с аналитической в частной постановке не превысило 5–10 %. Результаты численного анализа позволяют разрабатывать конструкции безмасляных высокотемпературных малоразмерных турбоагрегатов.

#### Библиографический список

1. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.]. Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable Sustainable Energy Reviews*. 2013. Vol. 22. P. 168–186. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
2. Freeman J., Hellgardt K., Markides C. N. An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK domestic applications // *Applied Energy*. 2015. Vol. 138. P. 605–620. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.10.035.
3. Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A. *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*. 1st ed. Berlin, Springer Science & Business Media. 2007. 596 p. ISBN 978-3-540-70949-7.
4. Milewski J., Krasucki J. Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry // *Journal of Power Technologies*. 2017. Vol. 97 (4). P. 302–307.
5. Yang, Y. C., Chu S. S., Chang, W. J. [et al.]. Estimation of heat flux and temperature distributions in a composite strip and homogeneous foundation // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 37. P. 495–500. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.005.
6. Chen W. L., Yang, Y. C., Chu S. S. Estimation of heat generation at the interface of cylindrical bars during friction

process // *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29 (2-3). P. 351–357. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.03.001.

7. Райковский Н. А., Юша В. Л., Третьяков А. В., Захаров В. А., Кузнецов К. И. Методика исследования температурных деформаций самосмазывающихся подшипниковых узлов трения высокотемпературных малорасходных турбоагрегатов // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2019. Т. 3, № 2. С. 51–61. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-51-61.

8. Марков М. А., Снимщиков Д. В., Красиков А. В. Экспресс-трибологические исследования износостойкой керамики на основе  $Al_2O_3$  с волокнами SiC в паре трения со сталью // *Вопросы материаловедения*. 2016. № 3 (87). С. 97–103.

9. Дорфман Л. А. *Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел*. М.: Физматгиз, 1960. 260 с.

10. *Полимеры в узлах трения машин и приборов: справочник* / Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. 328 с. ISBN 5-217-00239-5.

11. *Справочник по триботехнике*. В 3 т. Т. 3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1992. 730 с. ISBN 5-217-01919-0.

**РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

SPIN-код: 9140-9356

AuthorID (РИНЦ): 684470

AuthorID (SCOPUS): 57190974742

Адрес для переписки: n\_raykovskiy@mail.ru

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института ОмГТУ.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

**ТРЕТЬЯКОВ Александр Валерьевич**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ.

SPIN-код: 4519-7138

ORCID: 0000-0001-6647-4143

Адрес для переписки: raznayapost@mail.ru

**ЗАХАРОВ Владислав Александрович**, инженер департамента управления строительством ПАО «ОМХП», г. Омск.

SPIN-код: 3883-1785

ORCID: 0000-0001-9936-3845

AuthorID (SCOPUS): 57191039323

**КУЗНЕЦОВ Константин Игоревич**, студент гр. Х-161 нефтехимического института ОмГТУ.

#### Для цитирования

Райковский Н. А., Юша В. Л., Третьяков А. В., Захаров В. А., Кузнецов К. И. Исследование температурных деформаций самосмазывающихся конических подшипников малоразмерных роторных агрегатов // *Омский научный вестник*. 2019. № 5 (167). С. 21–27. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-167-21-27.

Статья поступила в редакцию 02.09.2019 г.

© Н. А. Райковский, В. Л. Юша, А. В. Третьяков,

В. А. Захаров, К. И. Кузнецов