

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ САМОСМАЗЫВАЮЩИХСЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Н. А. Райковский, В. Л. Юша, А. В. Третьяков,
В. А. Захаров, К. И. Кузнецов

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В работе предложена методика численного исследования температурных деформаций охлаждаемых самосмазывающихся подшипников турбокомпрессора, система охлаждения которых реализована по типу «водяной рубашки» на базе пакета ANSYS CFX. Апробация методики реализована на примере малорасходного турбоагрегата с консольным расположением двух подшипниковых узлов. Методика, обеспечивающая проведение инженерного анализа в части температурных деформаций с учетом температурного поля, соответствующего реальным условиям эксплуатации, обеспечивает приемлемую погрешность результатов расчета.

Ключевые слова: самосмазывающийся подшипник, система охлаждения, турбоагрегат, деформация.

Введение

На сегодняшний день актуально создание автономных энергетических установок малой мощности на базе микротурбин, а также разработка систем рекуперации тепловых потерь, в том числе за счет турбогенераторов [1–4]. Важнейшим элементом таких систем и установок на их базе является турбоагрегат, подшипниковые узлы которого работают в условиях высоких температур (температура рабочего тела в турбоколесе машины может достигать значений 1200 К), в которых реализация и поддержание системы смазки является сложной и затратной задачей [5–8]. В таких условиях целесообразным решением является применение безмасляных узлов трения. Одним из привлекательных решений, особенно в области малорасходных образцов турбоагрегатов, является применение самосмазывающихся конструкций подшипников [9–10].

При разработке самосмазывающихся конструкций подшипников, работающих в области высоких температур, особое значение имеет обеспечение требуемых температурных режимов и допустимых температурных деформаций, так как возможны заклинивания роторов в подшипниках, перекосы осей роторов в агрегате, а также катастрофические износы и разрушение подшипников по причине кромочного распределения нагрузки [11].

Деформации трущихся поверхностей подшипникового узла определяются режимом работы подшипника (определяет теплообразование в результате трения), режимом эксплуатации турбоагрегата, в составе которой реализован подшипник (определяет внешние тепловые нагрузки

на подшипник), а также реализованной системой охлаждения подшипника. Учитывая малые радиальные нагрузки со стороны роторов быстроходных турбоагрегатов, а также твердость материалов пары трения, механическими деформациями в подавляющем большинстве случаев можно пренебречь.

В работе [12] изложена методика расчета температурных деформаций самосмазывающихся подшипниковых узлов трения, при этом уменьшение сборочного зазора при нагревании происходит вследствие нагревания вала и температурного расширения внутренней поверхности подшипника. При этом предлагаются формулы для инженерного расчета суммарного температурного изменения зазора внутренней поверхности подшипника и внешней поверхности ротора при нагревании, которая в нашем случае примет вид:

$$\delta_p = K_p \cdot \Delta T_n \cdot d, \quad (1)$$

$$\delta_n = \delta_n + \delta_t - \delta_d, \quad (2)$$

$$\delta_d = 0,5 K_n \cdot d \cdot (\Delta T_n + \Delta T_1), \quad (3)$$

$$\delta_t = K_n \cdot t \cdot (\Delta T_n + \Delta T_1), \quad (4)$$

$$\delta_n = 0,5 K_n \cdot d \cdot s \cdot (\Delta T_n + \Delta T_1), \quad (5)$$

$$s = \frac{D_1}{d}, \quad (6)$$

где K — коэффициент температурного расширения материала; t — толщина стенки подшипника; d — диаметр ротора; D_1 — наружный диаметр

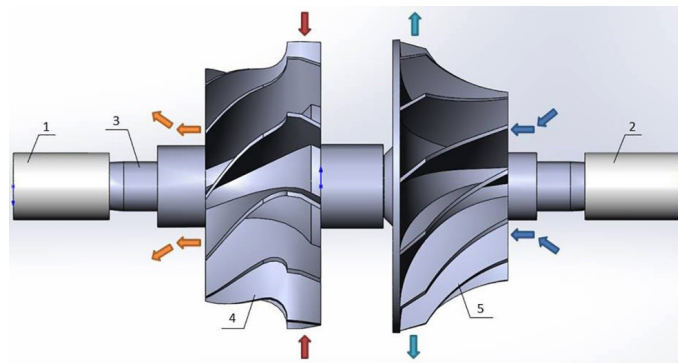


Рис. 1. Геометрическая модель для расчета температурных деформаций системы «подшипники-ротор» турбоагрегата:

- 1 — подшипник со стороны турбины;
2 — подшипник со стороны компрессора; 3 — ротор;
4 — колесо турбины; 5 — колесо компрессора

Fig. 1. Geometric model for calculating the temperature deformations of the «bearings-rotor» system of a turbine unit:

- 1 — bearing on the turbine side;
2 — bearing from the compressor; 3 — rotor;
4 — turbine wheel; 5 — compressor wheel

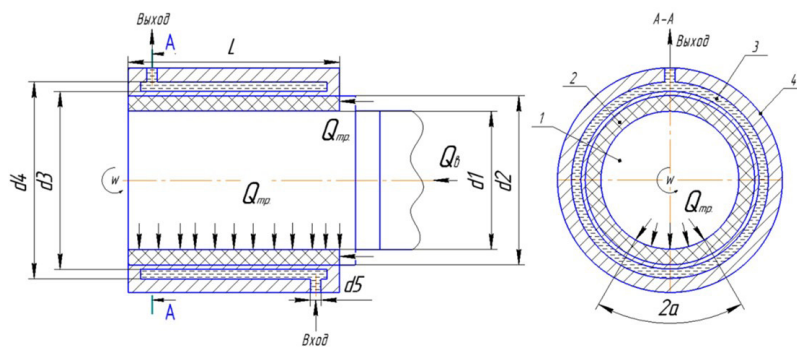


Рис. 2. Принципиальная схема подшипниковых узлов турбоагрегата:

- 1 — ротор; 2 — подшипник; 3 — охлаждающая рубашка; 4 — корпус

Fig. 2. Schematic diagram of the bearing units in the turbine unit:

- 1 — rotor; 2 — the bearing; 3 — cooling jacket; 4 — body

подшипника; s — относительный диаметр подшипника; ΔT — изменение температуры относительно исходного состояния при нагревании; индексы: «р» — ротор; «п» — подшипник, внутренняя поверхность подшипника; «1» — наружная поверхность подшипника; «н» — увеличение наружного диаметра подшипника, если бы он находился в свободном состоянии; «t» — увеличение толщины стенки; «d» — увеличение внутреннего диаметра, если бы подшипник находился в свободном состоянии.

Данная методика позволяет определять температурные деформации в плоской постановке, при допущении принятия температур на характерных поверхностях постоянными по различным направлениям и равных некоторым средним температурам на этих поверхностях, определяемых с учетом эмпирических поправок для опор, работающих в условиях естественной конвекции.

Постановка задачи

Учитывая неравномерность поля температур, которая имеет место в реальных охлаждаемых

подшипниках рассматриваемых турбоагрегатов, учитывая конструктивные особенности подшипников и их систем охлаждения, для анализа температурных деформаций при создании самосмазывающихся узлов трения требуется разработка численной расчетной методики.

Целью данной работы является создание численной методики для анализа температурных деформаций в самосмазывающихся подшипниковых узлах трения с учетом температурного поля, соответствующего реальным условиям эксплуатации.

Объект исследования

Объектом исследования является опорно-упорный подшипниковый узел малорасходного турбоагрегата, содержащего расширительную часть, работающую на высокотемпературном рабочем теле (продукты сгорания), и компрессорную часть, сжимающую атмосферный воздух. В данной работе рассматривается двухопорная схема реализации турбоагрегата с консольным расположением самосмазывающихся опор (рис. 1).

Таблица 1. Основные геометрические данные профиля лопаток
Table 1. Basic geometric data profile of the blades

Параметр	Компрессор	Турбина
Хорда (C), мм	34	27
Шаг решетки (m), мм	16	17
Ширина решетки (b), мм	26	23
Угол потока на входе (β_1), град	30	90
Угол потока на выходе (β_2), град	60	30
Средний диаметр рабочего колеса (d_{cp}), мм	38	40
Высота лопаток (l), мм	9	14

На рис. 2 рассмотрена принципиальная схема подшипникового узла, содержащего систему охлаждения по типу «водяная рубашка». В общем случае водяная рубашка является частью системы рекуперации тепловых потерь турбоагрегата. Подшипник со стороны турбины работает в условиях высоких температур.

На поверхности контакта ротора и подшипника рассеивается тепловая энергия Q_{mp} , выделившаяся в результате механического трения. Кроме того, необходимо учесть тепловой поток Q_b , подводимый по валу, который, как показывают оценочные расчеты со стороны радиально-осевой турбины, составляет существенную величину.

Вал выполнен из стали 40X, подшипник самосмазывающийся. Рассматриваются следующие материалы подшипника: керамический материал на базе Al_2O_3 , коэффициент трения — 0,2 [13]; подшипник из стали 40X с ротапринтной смазкой графитом АГ1500СО5, коэффициент трения — 0,07 (результат эксперимента). В качестве охлаждающей среды используется вода.

Силы, действующие на подшипниковые узлы, определялись 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 — 0,3 кг; частота вращения ротора турбоагрегата — 60000 об/мин; межопорное расстояние — 0,12 м; класс точности балансировки — 3.

Исходные определяющие геометрические размеры следующие:

— для колеса турбины и колеса компрессора (рис. 1) представлены в табл. 1;

— для подшипника (рис. 2): $d_1 = 0,01$ м, $d_2 = 0,014$ м, $L = 0,02$ м.

— для рубашки (рис. 2): $d_3 = 0,018$ м, $d_4 = 0,0185$ м, $d_5 = 0,005$ м.

Для моделирования системы охлаждения приняты условия: на входе в «рубашку» задается массовый расход среды — 0,005 кг/с и температура охлаждающей среды — 293 К; на выходе — статическое давление — 1,105 Па; на стенках, образующих охлаждающий канал, задается условие прилипания и параметр шероховатости 2,5 мкм. Теплообмен с окружающей средой не рассматривается, учитывая значения коэффициентов теплоотдачи со стороны жидкости.

Теория

Методика расчета температурных деформаций состоит из двух этапов, первый из которых предполагает определение температурного поля подшипникового узла в ANSYS CFX с учетом течения среды в охлаждающей рубашке и действующих тепловых нагрузок; второй — определение температурных деформаций в модуле Static Structural с учетом определенного на первом этапе температурного поля и действующих механических ограничений.

Этап 1: определение температурного поля

Система основных расчетных уравнений, определяющих температурное поле подшипниковых узлов турбоагрегата, содержащих систему охлаждения по типу водяной рубашки с учетом моделирования течения охлаждающей жидкости, записанная в дифференциальной форме, состоит из [14]:

— уравнения неразрывности, выражающего закон сохранения массы:

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \vec{\omega}) = 0, \quad (7)$$

где ρ — плотность, кг/м³; $\vec{\omega}$ — вектор скорости, м/с.

Уравнения движения (уравнение Навье — Стокса), выражающего закон сохранения количества движения:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \omega_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial x} \right) \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial x} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu \cdot \operatorname{div} \vec{\omega}); \\ & \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right) = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu \cdot \operatorname{div} \vec{\omega}); \end{aligned}$$

Таблица 2. Результаты определения тепловых нагрузок на колесо турбины и колесо компрессора
 Table 2. The results of determining the thermal loads on the turbine wheel and compressor wheel

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

$$\rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) =$$

$$= \rho \cdot g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) \right] +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right) \right] + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu \cdot \text{div} \vec{\omega}), \quad (8)$$

где P — давление жидкости в любой точке потока, Па; μ , ρ — динамическая вязкость и плотность жидкости в любой точке потока, Па·с.

Уравнения энергии, выражающие закон сохранения энергии и определяющие распределение температуры в потоке жидкости:

$$C_p \cdot \rho \cdot \left(\omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \mu \cdot \Phi, \quad (9)$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right)^2 \right] +$$

$$+ \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right)^2 +$$

$$+ \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right)^2, \quad (10)$$

где λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К); C_p — изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); T — температура, К; Φ — диссипативная функция, выражающая диссипацию энергии за счет вязких напряжений;

— уравнений теплопроводности, которые для стационарной трехмерной задачи для подшипника («п»), корпуса («кр»), ротора («р»), колеса компрессора («кк») и колеса турбины («кт») примут вид:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_n(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_n}{\partial r} \right) +$$

$$+ \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_n(T) \cdot \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_n(T) \frac{\partial T_n}{\partial z} \right) = 0, \quad (11)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{кр}(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_{кр}}{\partial r} \right) +$$

$$+ \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_{кр}(T) \cdot \frac{\partial T_{кр}}{\partial \varphi} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{кр}(T) \cdot \frac{\partial T_{кр}}{\partial z} \right) = 0, \quad (12)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_p(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) +$$

$$+ \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_p(T) \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \varphi} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_p(T) \cdot \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) = 0, \quad (13)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{кк}(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_{кк}}{\partial r} \right) +$$

$$+ \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_{кк}(T) \cdot \frac{\partial T_{кк}}{\partial \varphi} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{кк}(T) \cdot \frac{\partial T_{кк}}{\partial z} \right) = 0, \quad (14)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{кт}(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T_{кт}}{\partial r} \right) +$$

$$+ \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_{кт}(T) \cdot \frac{\partial T_{кт}}{\partial \varphi} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{кт}(T) \cdot \frac{\partial T_{кт}}{\partial z} \right) = 0, \quad (15)$$

где r , φ , z — радиальная, угловая и осевая координаты соответственно;

— на поверхности трения ротора и подшипника действует граничное условие:

$$-\lambda_n \left(\frac{\partial T_n}{\partial n} \right)_{нов} = \lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{нов} + Q_{мп}, \quad (16)$$

$$(T_n)_{нов} = (T_p)_{нов},$$

$$Q_{мп} = f_{мп} \cdot N \cdot v_{ср}, \quad (17)$$

$$v_{ср} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot r_{ср}, \quad (18)$$

где $f_{мп}$ — коэффициент трения; N — нормальная сила; $v_{ср}$ — скорость скольжения на среднем радиусе трения; $r_{ср}$ — средний радиус трения; n — частота вращения ротора;

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

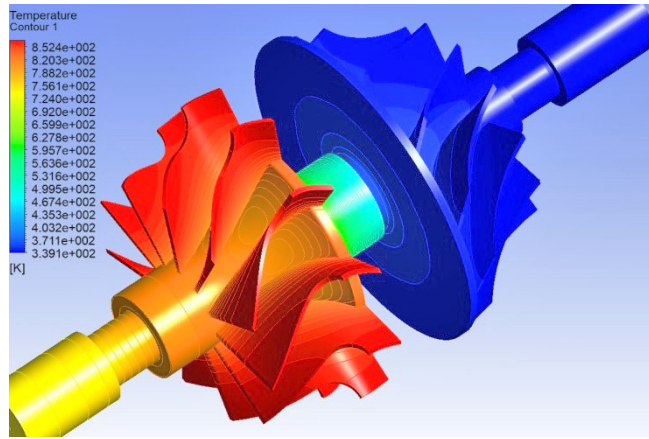


Рис. 3. Пример результатов расчета температурного поля ротора в сборе (подшипники без принудительного охлаждения)
 Fig. 3. An example of the results of calculating the temperature field of the rotor assembly (bearings without forced cooling)

$$\alpha_{ж} = -\frac{\lambda}{(T_{СТ} - T_{ж})} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{n \rightarrow 0}; \quad (19)$$

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

$$\lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial n}\right)_{нов} = \lambda_{кр} \left(\frac{\partial T_{кр}}{\partial n}\right)_{нов}, \quad (20)$$

$$(T_p)_{нов} = (T_{кр})_{нов};$$

— на стенках колеса компрессора и колеса турбины, контактирующих с компримируемым («гк») и расширяющимся («гт») рабочим телом, соответственно действуют граничные условия:

$$\alpha_{гт} = -\frac{\lambda}{(T_{СТ} - T_{гт})} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{n \rightarrow 0}, \quad (21)$$

$$\alpha_{гк} = -\frac{\lambda}{(T_{СТ} - T_{гк})} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{n \rightarrow 0}; \quad (22)$$

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

$$\lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial n}\right)_{нов} = \lambda_{кк} \left(\frac{\partial T_{кк}}{\partial n}\right)_{нов}, \quad (23)$$

$$(T_p)_{нов} = (T_{кк})_{нов},$$

$$\lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial n}\right)_{нов} = \lambda_{км} \left(\frac{\partial T_{км}}{\partial n}\right)_{нов}, \quad (24)$$

$$(T_p)_{нов} = (T_{км})_{нов}.$$

На поверхностях колеса компрессора и турбины задаются тепловые ограничения в форме средних значений коэффициентов теплоотдачи

и температур со стороны компримируемого и расширяющегося рабочего тела [15, 16], при этом — для проточной части колес:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{b}, \quad (25)$$

$$Nu = 0,206 Re^{0,66} \cdot S_r^{-0,58} (1 + 0,8 S_u^{0,42}), \quad (26)$$

$$Re = \frac{\omega_2 \cdot C}{v}, \quad (27)$$

$$S_r = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b}{m \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)} - 1}, \quad (28)$$

$$S_u = \frac{u_{cp}}{\omega_2 \cdot \theta}, \quad (29)$$

$$\theta = \frac{d_{cp}}{l}, \quad (30)$$

где S_r — критерий геометрического подобия; Nu — критерий Нуссельта; Re — критерий Рейнольдса; λ — коэффициент теплопроводности рабочего тела; ω_2 — относительная скорость газа на выходе из колеса; u_{cp} — окружная скорость на среднем диаметре; C — хорда; v — кинематическая вязкость рабочего тела; β_1, β_2 — угол потока на входе и выходе соответственно; b — ширина решетки; m — шаг решетки; d_{cp} — средний диаметр колеса; l — высота лопатки;

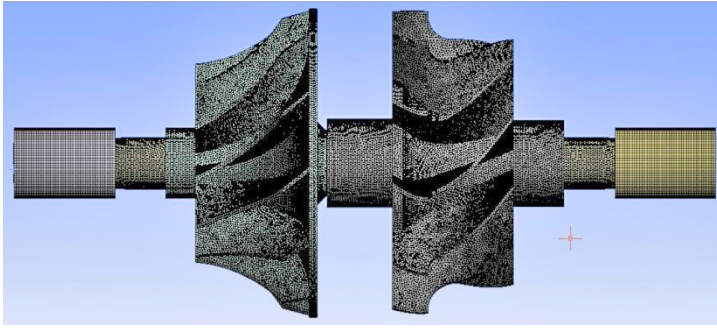
— для тыльной части колес:

$$Nu = 0,558 \cdot Pr^{0,33}, \quad (31)$$

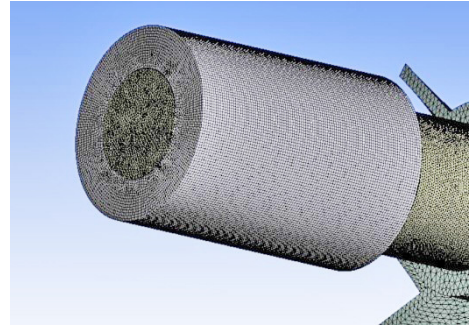
$$\alpha = \frac{2Nu \cdot \lambda}{d_{cp}}, \quad (32)$$

$$Re = \frac{\omega_A d_{cp}^2}{4v}, \quad (33)$$

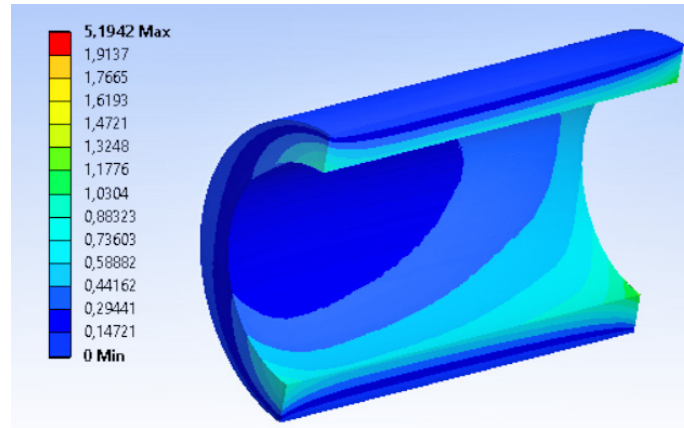
$$Pr = \frac{v}{a}, \quad (34)$$



а



б



в

Рис. 4. Пример результатов расчета (подшипник без принудительного охлаждения): а — сеточной модели «ротор–подшипники»; б — сеточной модели подшипникового узла; в — поля деформаций подшипника со стороны турбины

Fig. 4. An example of the calculation results (bearing without forced cooling): а — grid model «rotor–bearings»; б — grid model of the bearing unit; в — fields of deformations of the bearing from the side of the turbine

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

В перечисленные выше дифференциальные уравнения входят теплофизические свойства рабочих сред и материалов, в общем случае являющихся функциями температуры:

$$\mu = f(T), \rho = f(T), C_p = f(T), \lambda = f(T). \quad (35)$$

Тепловые нагрузки для колеса турбины и компрессора определены с учетом табл. 1, уравнений (25–34) и представлены в табл. 2.

Особенности реализации численной методики (в том числе сеточной модели) для определения температурного поля самосмазывающихся подшипниковых узлов трения в пакете ANSYS, с учетом процессов течения охлаждающей среды, а также оценка адекватности результатов расчетов изложены в работах [17, 18]. Пример расчета температурного поля ротора в сборе представлены на рис. 3.

Этап 2: определение температурных деформаций

Тепловые поля, рассчитанные на этапе 1, в виде массива пересылаются в файл исходных

данных для расчета деформаций в модуль Static Structural с учетом действующих механических ограничений.

Уравнения упругости для линейных и угловых деформаций в общем случае имеют вид [19]:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu_{II}(\sigma_y + \sigma_z)] + K \cdot \Delta T, \quad (36)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu_{II}(\sigma_z + \sigma_x)] + K \cdot \Delta T, \quad (37)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu_{II}(\sigma_x + \sigma_y)] + K \cdot \Delta T, \quad (38)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{xy}, \quad (39)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{yz}, \quad (40)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{zx}, \quad (41)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ — линейные деформации в направлениях X, Y, Z ; $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ — угловые деформации; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ — касательные напряжения; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ — нормальные напряжения в направлении X, Y, Z ; K — коэффициент линейного расширения материала; ΔT — изменение температуры при на-

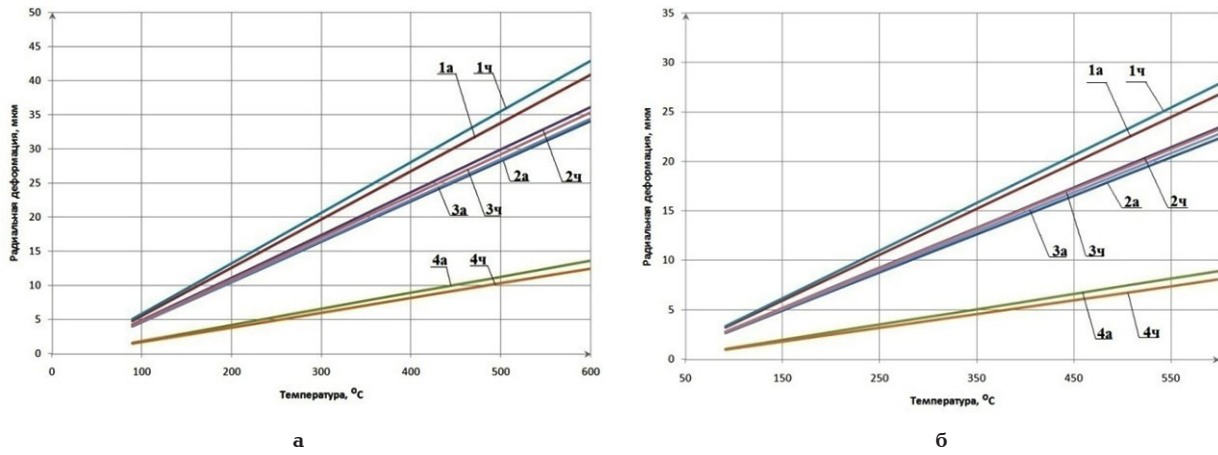


Рис. 5. Верификация результатов численного расчета радиальных температурных деформаций самосмазывающегося подшипникового узла турбоагрегата:

- а** — подшипник из стали 40X с ротапринтной смазкой графитом АГ1500СО5;
б — подшипник из СС670 (Al₂O₃); материал вала — сталь 40X;
 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
- Fig. 5. The numerical calculation results verification of the turbine unit bearing unit self-lubricating radial temperature deformations of:**
а — bearing made from steel 40X with rotaprint graphite grease AG1500CO5;
б — bearing made from SS670 (Al₂O₃); shaft material — steel 40X;
 1 — the bearing outer wall deformation with axial fixation;
 2 — the bearing inner surface deformation with axial fixation; 3 — the shaft deformation;
 4 — total shaft and bearing deformation when fixing the outer surface of the bearing in the housing;
 indexes: «а» — the analytical calculation result; «ч» — the numerical calculation result

греве; E — модуль упругости; μ_n — коэффициент Пуассона; G — модуль сдвига.

Учитывая механические свойства материалов узла трения и уровень действующих сил на самосмазывающиеся подшипники малорасходных турбоагрегатов, деформациями, вызванными силовым воздействием, можно пренебречь, тогда уравнения (36–41) примут вид [19]:

$$\varepsilon_{x'y'z} = K \cdot \Delta T. \quad (42)$$

Коэффициенты теплового расширения материалов подшипникового узла в общем случае являются функциями температуры и имеют вид:

$$K = f(T). \quad (43)$$

Начальные условия не рассматриваются, так как необходимы при рассмотрении нестационарных процессов.

Сеточная модель сгенерирована с помощью стандартного инструмента ANSYS Mesh. Сначала создаются общие размерные характеристики для всей сеточной модели (рис. 4): min size — 0,0002 м; max face size — 0,0005 м; max tet size — 0,001 м. Далее выполняется улучшение сеточной модели ротора и подшипников, в результате чего получается следующая размерная характеристика: element size — 0,0001 м.

В связи с тем, что опора со стороны компрессора подвижная в осевом направлении и поджата к корпусу пружиной, что обеспечивает автоматическую компенсацию осевых деформаций системы «ротор — подшипники», интерес пред-

ставляют радиальные деформации подшипниковых узлов. При расчете радиальных деформаций подшипника со стороны турбины фиксируется наружная поверхность подшипника; при расчете радиальных деформаций подшипника со стороны компрессора фиксируется торцевая поверхность подшипника; при расчете радиальной деформации ротора со стороны подшипника турбины, фиксируется поверхность трения ротора со стороны компрессора и наоборот.

Пример сеточной модели и результатов расчета температурных деформаций подшипника со стороны турбины представлен на рис. 4.

Результаты сопоставления аналитических расчетов, выполненных по уравнениям (1–6), с численными расчетами, выполненными в пакете ANSYS, применительно к условиям реализации уравнений (1–6) для сечения подшипникового узла со стороны турбины, имеющего максимальную температуру, представлены на рис. 5 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

В турбоагрегатах с высокотемпературным рабочим телом возможны случаи теплового перекаса рабочей поверхности подшипника, когда температуры в рабочем состоянии по длине под-

Таблица 3. Температуры и температурные деформации подшипникового узла трения
 Table 3. Temperature and temperature distortions of the friction bearing unit

Подшипниковый узел	Температура трущейся поверхности в сечениях, T (K)		Радиальная деформация трущейся поверхности в сечениях, Δ (мкм)	
	2-2	1-1	2-2	1-1
Без системы охлаждения				
1.	Сталь 40X			
Сторона турбины	819	842	37	37
Сторона компрессора	342	343	3	4
2.	Al₂O₃			
Сторона турбины	932	937	31	31
Сторона компрессора	345	346	2	3
С системой охлаждения				
1.	Сталь 40X			
Сторона турбины	380	536	12	17
Сторона компрессора	294	302	6	7
2.	Al₂O₃			
Сторона турбины	405	576	11	16
Сторона компрессора	303	321	6	7

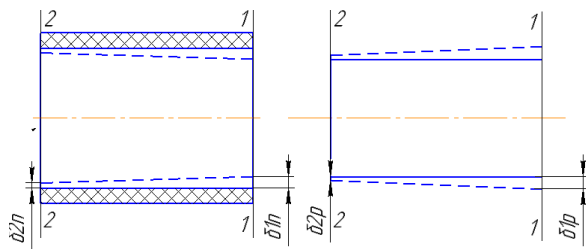


Рис. 6. Схема определения деформаций и температур трущихся поверхностей ротора и подшипника в плоскостях 1-1 и 2-2
 Fig. 6. Scheme for determining the deformations and temperatures of the rubbing surfaces of the rotor and bearing in the planes 1-1 and 2-2

шипника значительно отличаются. Это приводит к кромочному распределению нагрузки на подшипниках, а также к перекосу ротора в агрегате (рис. 6). Суммарные значения деформаций, приводящие к тепловому перекосу, равны:

$$\text{— в сечении 1-1: } \Delta_{1-1} = \delta_{1n} + \delta_{1p}, \quad (44)$$

$$\text{— в сечении 2-2: } \Delta_{2-2} = \delta_{2n} + \delta_{2p}. \quad (45)$$

Результаты расчета температур и температурных деформаций подшипника и ротора рассмотрены в табл. 3.

Выполненный анализ показал:

— подшипник со стороны колеса компрессора турбоагрегата работает в «мягком» температурном режиме (обусловлен теплообменом через ротор к сжимаемому газу в колесе компрессора) и с незначительными температурными деформациями по длине подшипникового узла;

— применение со стороны турбины подшипника без системы охлаждения приводит к значительным температурам в зоне трения (937 K), при этом температурные деформации по длине подшипникового узла отсутствуют. В этом случае наиболее приемлемым вариантом является применение керамических материалов;

— применение со стороны турбины подшипника, содержащего систему охлаждения, приводит к существенному снижению температуры в зоне трения (576 K), однако при этом возрастает градиент температур и, соответственно, температурных деформаций по длине подшипникового узла (в сечении 1-1: 17 мкм; в сечении 2-2: 12 мкм), причем с увеличением размеров агрегата данные деформации будут увеличиваться. В этом случае необходима организация системы охлаждения подшипника, которая обеспечит одновременное снижение температуры в зоне трения и температурных деформаций вдоль длины подшипникового узла;

— применение цилиндрических подшипников, содержащих систему охлаждения либо без нее, приводит к существенно различным деформациям в опорных узлах со стороны турбины и компрессора (без охлаждения разница составит 33 мкм; с охлаждением — 10 мкм), что приведет к перекосу оси ротора относительно оси корпуса. Поэтому применение таких конструкций опор требует создания системы охлаждения и геометрии узлов, с учетом допустимых перекосов осей роторов в агрегате.

Выводы и заключение

Таким образом, в ходе проведенной работы была разработана численная методика, обеспечивающая проведение инженерного анализа

в части температурных деформаций самосмазывающихся подшипниковых узлов турбоагрегатов с погрешностью, не превышающей 5–10%. Апробация методики реализована на примере малорасходного турбоагрегата, работающего на высокотемпературном и низкотемпературном рабочих телах с консольным расположением двух подшипниковых узлов. Проведенный анализ показал, что добиться снижения температур и выравнивания полей деформаций подшипниковых узлов возможно, реализуя рациональную конструкцию системы охлаждения и геометрию подшипника, что имеет особенно высокую актуальность применительно к подшипнику со стороны турбины. При этом анализ показал, что со стороны компрессора возможно применение полимерных самосмазывающихся материалов.

Список источников

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 // *Appl. 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 // *J. Power Technol.* 2017. Vol. 97 (4). P. 302–307.
5. Boncompian R., Fillon M., Frene J. Analysis of thermal effects in hydrodynamic bearings // *Journal of Tribology*. 1986. Vol. 108, no. 2. P. 219–224.
6. Moes H., Ten Hove P. B. Y., Van der Helm J. Thermal effects in dynamically loaded flexible journal bearings // *Journal of Tribology*. 1989. Vol. 111, no. 1. P. 49–55. DOI: 10.1115/1.3261878.
7. Sharma S. C., Kumar V., Jain S. C. Thermohydrostatic analysis of slot-entry hybrid journal bearing // *Tribology International*. 2002. Vol. 35, no. 9. P. 561–577. DOI: 10.1016/S0301-679X(02)00008-7.
8. Garg H. C., Kumar V., Sharda H. B. Performance of slot-entry hybrid journal bearings considering combined influences of thermal effects and non-Newtonian behavior of lubricant // *Tribology International*. 2010. Vol. 43, no. 8. P. 1518–1531. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.02.013.
9. 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.
10. 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.
11. Stachowiak G. W., Batchelor A. W. *Engineering Tribology*. 3rd Ed. Burlington USA: Elsevier, 2005. 801 p. ISBN 0750678364.
12. Чичинадзе А. В. [и др.]. 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.
13. Марков М. А., Снимщиков Д. В., Красиков А. В. Трибологические экспресс-исследования износостойкой керамики на основе Al_2O_3 с волокнами SiC в паре трения со сталью // *Вопросы материаловедения*. 2016. № 3 (87). С. 97–103.
14. Kreith F., Boehm R. F., Raithby G. D. [et al.]. *Heat and Mass Transfer: Mechanical Engineering Handbook*. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. 288 p.
15. Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М.: Физматгиз, 1960. 260 с.
16. Крейц Ф. Конвективный теплообмен во вращающихся системах: пер. с англ. // *Успехи теплопередачи / Дж. Р. Хауэлл, Д. П. Джордан, Ф. Крейц [и др.]*. М.: Мир, 1971. 169 с.
17. Raykovskiy N. A., Yusha V. L., Tretyakov A. V., Zyurin A. G. Development of a numerical method for studying heat exchange and temperature fields in a self-lubricating turbocharger bearing under cooling // *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030059-1–030059-6. DOI: 10.1063/1.5051920.
18. Raykovskiy N. A., Tretyakov A. V., Abramov S. A., Nazmееv F. G., Pavlichev S. V. The technique of numerical research of cooling medium flow in the water jacket of self-lubricated bearing // *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1876. P. 020031-1–020031-6. DOI: 10.1063/1.4998851.
19. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. *Сопротивление материалов*. М.: Наука, 1986. 560 с.

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

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. SPIN-код: 1503-9666; AuthorID (РИНЦ): 610283
ORCID: 0000-0001-9858-7687

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

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

SPIN-код: 4519-7138; AuthorID (РИНЦ): 684476
ORCID: 0000-0001-6647-4143

AuthorID (SCOPUS): 57200575616

Адрес для переписки: raznayapost@mail.ru

ЗАХАРОВ Владислав Александрович, магистрант гр. ТМОм-172 факультета элитного образования и магистратуры.

КУЗНЕЦОВ Константин Игоревич, студент гр. X-161 нефтехимического института.

Для цитирования

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.

Статья поступила в редакцию 20.03.2019 г.

© Н. А. Райковский, В. Л. Юша, А. В. Третьяков, В. А. Захаров, К. И. Кузнецов

THE METHOD FOR STUDYING TEMPERATURE DEFORMATIONS OF SELF-LUBRICATING BEARING FRICTION UNITS OF HIGH-TEMPERATURE LOW-FLOW TURBINE

N. A. Raykovskiy, V. L. Yusha, A. V. Tretyakov,
V. A. Zakharov, K. I. Kuznetsov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

In the paper proposes a method for the numerical study of temperature deformations of cooled self-lubricating turbo-compressor bearings, the cooling system of which is implemented by the «water jacket» type based on the ANSYS CFX. Approbation of the method is implemented on the example of a low-flow turbine unit with a console arrangement of two bearing units. The method of engineering analysis in terms of temperature deformations, taking into account the temperature field corresponding to the actual operating conditions, provides an acceptable deviation in the calculation results.

Keywords: self-lubricating bearing, cooling system, turbo unit, deformation.

References

1. Quoilin S., Broek M. V. D., Declaye S. [et al.]. Techno-economic 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. (In Engl.).
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 // *Appl. Energy*. 2015. Vol. 138. P. 605–620. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.10.035. (In Engl.).
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. (In Engl.).
4. Milewski J., Krasucki J. Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry // *J. Power Technol.* 2017. Vol. 97 (4). P. 302–307. (In Engl.).
5. Boncompian R., Fillon M., Frene J. Analysis of thermal effects in hydrodynamic bearings // *Journal of Tribology*. 1986. Vol. 108, no. 2. P. 219–224. (In Engl.).
6. Moes H., Ten Hoeve P. B. Y., Van der Helm J. Thermal effects in dynamically loaded flexible journal bearings // *Journal of Tribology*. 1989. Vol. 111, no. 1. P. 49–55. DOI: 10.1115/1.3261878. (In Engl.).
7. Sharma S. C., Kumar V., Jain S. C. Thermohydrostatic analysis of slot-entry hybrid journal bearing // *Tribology International*. 2002. Vol. 35, no. 9. P. 561–577. DOI: 10.1016/S0301-679X(02)00008-7. (In Engl.).
8. Garg H. C., Kumar V., Sharda H. B. Performance of slot-entry hybrid journal bearings considering combined influences of thermal effects and non-Newtonian behavior of lubricant // *Tribology International*. 2010. Vol. 43, no. 8. P. 1518–1531. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.02.013. (In Engl.).
9. 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. (In Engl.).
10. 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. (In Engl.).
11. Stachowiak G. W., Batchelor A. W. *Engineering Tribology*. 3rd Ed. Burlington USA: Elsevier, 2005. 801 p. ISBN 0750678364. (In Engl.).
12. Chichinadze A. V. [et al.]. *Polimery v uzlakh treniya mashin i priborov. Cpravochnik [Polymers in friction units of machines and devices. Handbook] / Ed. A. V. Chichinadze*. 2nd ed. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1988. 328 p. (In Russ.).
13. Markov M. A., Snimshchikov D. V., Krasikov A. V. Tribologicheskiye ekspress-issledovaniya iznosostoykoy keramiki na osnove Al_2O_3 s voloknami SiC v pare treniya so stal'yu [Tribological express-studies of wear resistant Al_2O_3 -based ceramics with SiC fibers against steel friction pair] // *Voprosy materialovedeniya. Material Science Issues*. 2016. No. 3 (87). P. 97–103. (In Russ.).
14. Kreith F., Boehm R. F., Raithby G. D. [et al.]. *Heat and Mass Transfer: Mechanical Engineering Handbook*. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. 288 p. (In Engl.).
15. Dorfman L. A. *Gidrodinamicheskoye soprotivleniye i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]*. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1960. 260 p. (In Russ.).
16. Kreutz F. *Konvektivnyy teploobmen vo vrashchayushchikhsya sistemakh: trans. from Engl. [Convective heat transfer in rotating systems] // Uspekhi teploperedachi [Heat transfer successes] / J. R. Howell, D. P. Jordan, F. Kreutz [et al.]*. Moscow: Mir Publ., 1971. 169 p. (In Russ.).
17. Raykovskiy N. A., Yusha V. L., Tretyakov A. V., Zyrin A. G. Development of a numerical method for studying heat exchange and temperature fields in a self-lubricating turbocharger bearing under cooling // *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030059-1–030059-6. DOI: 10.1063/1.5051920. (In Engl.).
18. Raykovskiy N. A., Tretyakov A. V., Abramov S. A., Nazmееv F. G., Pavlichev S. V. The technique of numerical research of cooling medium flow in the water jacket of self-lubricated bearing // *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1876. P. 020031-1–020031-6. DOI: 10.1063/1.4998851. (In Engl.).

19. Birger I. A., Mavlyutov R. R. Soprotivleniye materialov [Strength of materials]. M.: Nauka Publ., 1986. 560 p. (In Russ.).

RAYKOVSKIY Nikolay Anatolievich, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 9140-9356

AuthorID (RSCI): 684470

AuthorID (SCOPUS): 57190974742

Address for correspondence: n_raykovskiy@mail.ru

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department.

SPIN-code: 1503-9666

AuthorID (RSCI): 610283

ORCID: 0000-0001-9858-7687

Address for correspondence: yusha@omgtu.ru

TRETYAKOV Aleksandr Valerievich, Assistant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 4519-7138

AuthorID (RSCI): 684476

ORCID: 0000-0001-6647-4143

AuthorID (SCOPUS): 57200575616

Address for correspondence: raznayapost@mail.ru

ZAKHAROV Vladislav Aleksandrovich, Student gr. TMOm-172 of Elite Education and Magistracy Department.

KUZNETSOV Konstantin Igorevich, Student gr. Kh-161 of Petrochemical Institute.

For citations

Raykovskiy N. A., Yusha V. L., Tretyakov A. V., Zakharov V. A., Kuznetsov K. I. The method for studying temperature deformations of self-lubricating bearing friction units of high-temperature low-flow turbine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 51–61. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-51-61.

Received 20 March 2019.

© N. A. Raykovskiy, V. L. Yusha, A. V. Tretyakov, V. A. Zakharov, K. I. Kuznetsov