

УДК 621.822.178

doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-58-69

Теоретическая оценка тепловых деформаций несмазываемых подшипниковых узлов малорасходных турбокомпрессорных агрегатов

Н.А. Райковский¹, В.Л. Юша¹, А.В. Третьяков¹, В.А. Захаров²

¹ ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»

² Публичное Акционерное Общество «ОНХП»

Theoretical Estimation of Thermal Deformations of Non-Lubricated Bearings of Low-Flow Turbocharger Units

N.A. Raykovskiy¹, V.L. Yusha¹, A.V. Tretyakov¹, V.A. Zakharov²

¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education: Omsk State Technical University

² PAO ONKhp

При разработке конструкций турбокомпрессорных агрегатов (микротурбин), работающих с высокотемпературными потоками, можно полностью отказаться от системы смазки, применив самосмазывающиеся подшипники. При этом важно обеспечить требуемые температурные режимы и допустимые температурные деформации. На сегодняшний день отсутствуют методики расчета, позволяющие определять температурные поля и деформации системы ротор — самосмазывающиеся подшипники. В связи с этим предложена численная методика расчета подшипниковых узлов, учитывающая взаимное влияние режимов работы турбоагрегата и системы охлаждения подшипника. Выполнена апробация методики. Приведены результаты анализа температур и температурных деформаций.

Ключевые слова: несмазываемый подшипник, малорасходный турбоагрегат, численная методика, тепловое состояние, температурные деформации

When designing turbocharger units (microturbines) working with high-temperature flows, it is possible to completely abandon lubrication system and use self-lubricating bearings instead. At the same time, it is important to ensure the required temperature regimes and permissible temperature deformations. Currently, there are no calculation methods that could be used to determine the temperature fields and temperature deformations of the 'rotor — self-lubrication bearings' system. The paper proposes a numerical method for calculating bearing assemblies, which takes into account the mutual influence of the operating modes of the turbine unit and the bearing cooling system. The proposed method is tested, and the results of the analysis of temperatures and temperature deformations are presented.

Keywords: non-lubricated bearing, low-flow turbine unit, numerical method, thermal state, temperature deformation

Одним из перспективных направлений развития машиностроения является создание агрегатов и узлов для турбогенераторов и микротурбин, используемых в системах рекуперации тепловых потерь и автономных энергетических установках [1–4]. Их основной элемент — тур-

боагрегат, ресурс и надежность которого зависят от подшипниковых узлов (ПУ), работающих в экстремальных температурных условиях. В таких условиях трудно реализовать систему смазки, поэтому ее можно заменить самосмазывающимися подшипниками [5, 6].

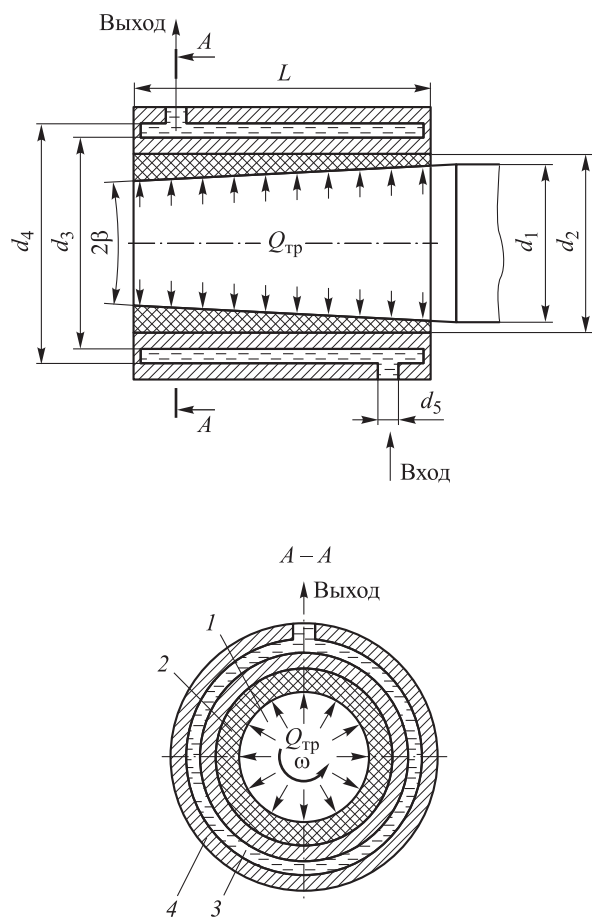


Рис. 1. Принципиальная схема охлаждаемого опорно-упорного конического ПУ турбоагрегата:

1 — ротор; 2 — КП; 3 — охлаждающая рубашка;
4 — корпус

Создание подшипников, функционирующих в условиях высоких температур и температурных деформаций, требует разработки численной методики, учитывающей конструктивные особенности конического подшипника (КП) и его системы охлаждения, тепловыделение вследствие механического трения, а также элементы конструкции и проточной части турбоагрегата.

Цель работы — оценка тепловых деформаций несмазываемых подшипниковых узлов с использованием численной методики.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбран охлаждаемый опорно-упорный конический ПУ (рис. 1) малорасходного турбоагрегата, содержащий расширительную часть, которая работает на высокотемпературном рабочем теле (продуктах сгорания топлива), и компрессорную часть, сжимающую атмосферный воздух.

Для расчета температурных деформаций системы ротор — подшипники рассмотрена двухпорная схема реализации турбоагрегата с консольным расположением самосмазывающихся опор (рис. 2), где α_2^t , α_2^k и T_2^t , T_2^k — коэффициенты теплоотдачи и средние температуры в проточной части РК турбины и компрессора соответственно; α_1^t , α_1^k и T_1^t , T_1^k — коэффициенты теплоотдачи и средние температуры в тыльной части РК турбины и компрессора соответственно.

Приняты следующие допущения: рабочий процесс — стационарный; материалы тел — однородные и изотропные [7, 8]; отсутствуют деформации, вызванные силовым воздействием; тепловое взаимодействие трущихся деталей рассматривается по всей трущейся поверхности КП; тепловой поток — равномерный и стационарный; мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, переходит в тепловую энергию; теплообмен с окружающей средой и газодинамика рабочих газов в проточной части компрессорной и расширительной ступеней не рассматриваются; учитываются значения коэффициентов теплоотдачи со стороны охлаждающей жидкости; процесс теплообмена между рабочими газами и проточной частью со стороны ротора для компрессорной и расширительной ступеней задан в виде соответствующих значений коэффициентов теплоотдачи и температур, определяемых по известным методикам, приведенным в работе [9].

Методика расчета. Методика расчета теплового состояния (теплообмена и гидродинамики охлаждающей среды, теплопередачи в ПУ и проточной части турбоагрегата) и температурных деформаций в ПУ и проточной части турбоагрегата состоит из двух этапов.

Первый этап — расчет температурного поля. Система основных расчетных уравнений, определяющих температурное поле ПУ турбоагрегата, включает в себя [10]:

- уравнение неразрывности потока охлаждающей среды, выражающее закон сохранения массы:

$$\operatorname{div}(\rho \omega) = 0,$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³; ω — вектор скорости, м/с;

- уравнение движения (уравнение Навье — Стокса) потока охлаждающей среды, описывающее 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 \operatorname{div} \boldsymbol{\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 \operatorname{div} \boldsymbol{\omega}); \\ & \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 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 \operatorname{div} \boldsymbol{\omega}), \end{aligned}$$

где ω_x , ω_y и ω_z — проекции вектора скорости $\boldsymbol{\omega}$ на оси x , y и z ; p — давление жидкости в любой точке потока, Па; μ — динамическая вязкость жидкости в любой точке потока, Па·с;

• уравнение энергии потока охлаждающей среды, выражающее закон сохранения энергии и определяющее распределение температуры в потоке жидкости:

$$\begin{aligned} & C_p \rho \left(\omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \mu \Phi; \\ & \Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \\ & + \left(\frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right)^2 + \\ & + \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial z} + \frac{\partial \omega_z}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right)^2, \end{aligned}$$

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

• уравнения теплопроводности в стационарной трехмерной постановке:

– для подшипника

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_n(T) r \frac{\partial T_n}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_n(T) \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_n(T) \frac{\partial T_n}{\partial z} \right) = 0; \end{aligned}$$

– для корпуса

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_k(T) r \frac{\partial T_k}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_k(T) \frac{\partial T_k}{\partial \varphi} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_k(T) \frac{\partial T_k}{\partial z} \right) = 0; \end{aligned}$$

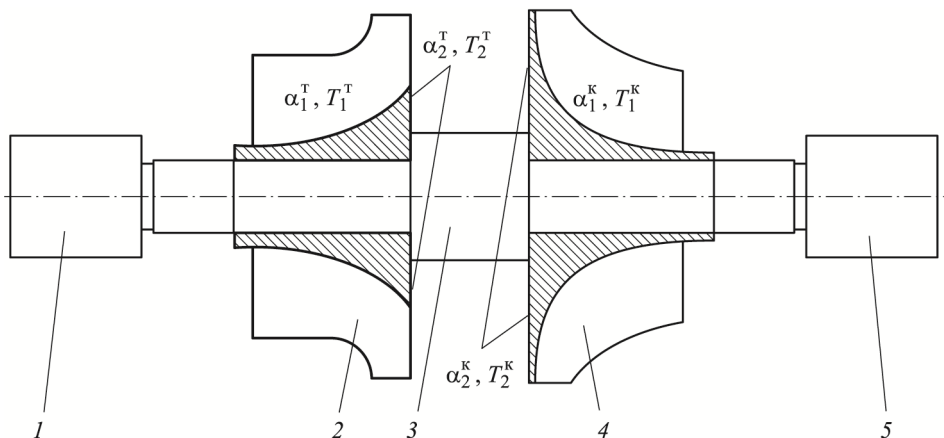


Рис. 2. Принципиальная схема для расчета температурных деформаций системы ротор — подшипники:

1 и 5 — КП со стороны турбины и компрессора; 2 и 4 — рабочее колесо (РК) турбины и компрессора; 3 — ротор

– для ротора

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_p(T) r \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_p(T) \frac{\partial T_p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_p(T) \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) = 0;$$

– для РК компрессора

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{к.к}(T) r \frac{\partial T_{к.к}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_{к.к}(T) \frac{\partial T_{к.к}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{к.к}(T) \frac{\partial T_{к.к}}{\partial z} \right) = 0;$$

– для РК турбины

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{к.т}(T) r \frac{\partial T_{к.т}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_{к.т}(T) \frac{\partial T_{к.т}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{к.т}(T) \frac{\partial T_{к.т}}{\partial z} \right) = 0,$$

где r , φ и z — радиальная, угловая и осевая координата соответственно. Здесь и далее индексы «п», «к», «р», «к.к» и «к.т» помечают подшипник, корпус, ротор, РК компрессора и РК турбины соответственно.

Особенности реализации численной методики для расчета температурных полей в самосмазывающихся ПУ трения в программном пакете ANSYS изложены в работах [11, 12].

Разработка расчетной модели состояла из последовательного создания: геометрической модели, сеточной модели, модели жидкости, модели турбулентности и граничных условий.

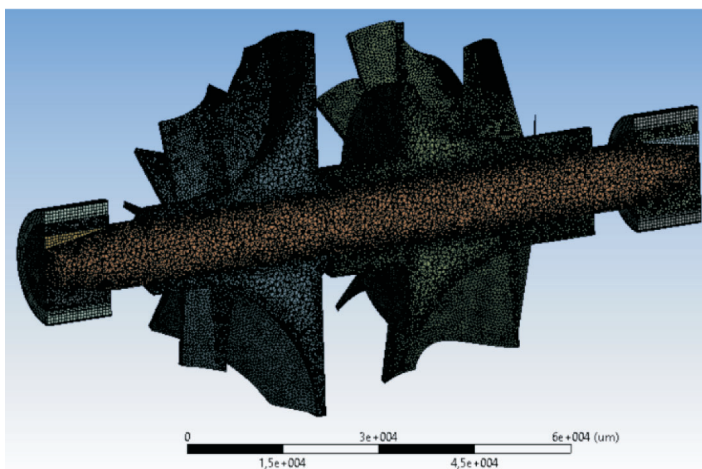
Геометрическая модель построена в программном комплексе SolidWorks путем твердотельного моделирования отдельных элементов, объединяемых в сборочный узел, который затем импортировался в среду ANSYS.

Сеточная модель для твердых тел создана с помощью стандартного инструмента ANSYS Mesh. Общие размерные характеристики для сеточной модели следующие: Min size (минимальный размер) — 0,0002 м; Max face size (максимальный размер на поверхности) — 0,0005 м; Max tet size (максимальный размер тетраэдра) — 0,001 м.

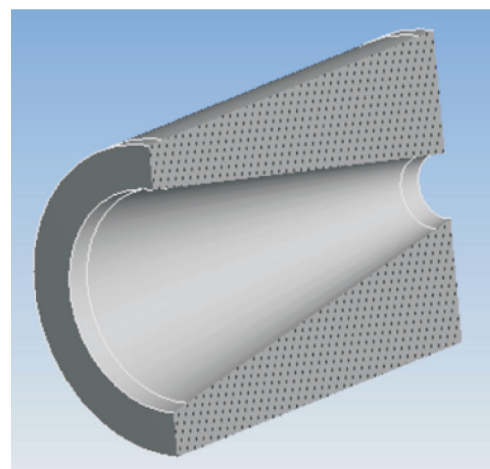
В качестве модели турбулентности при моделировании охлаждающей среды в рубашке подшипника принята модель SST, главной трудностью использования которой является необходимость применения достаточно мелких сеток в окрестностях стенок.

Построение сеточной модели охлаждающей жидкости реализовано в приложении ANSYS ICEM CFD. Построение выполнено блочным методом с помощью структурированной гексаэдрической сетки. После построения блочной структуры проведено конвертирование в неструктурированную гексаэдрическую сетку. Конечно-элементарная сетка в азимутальном и осевом направлениях — равномерная, количество элементов в этих направлениях принято равным одной ячейке на 1 мм.

Рекомендуемые значения $u+$ для внешней поверхности подшипника — 0,1. Коэффициент роста ячеек — 1,2, рост ячеек — линейный. Исключение составил блок потока, смежный блоку патрубков. В этой области сетка выполнялась неравномерной, коэффициент роста — 1,2. Сетка



а



б

Рис. 3. Сеточные модели ротора в сборе (а) и КП с принудительным охлаждением (б)

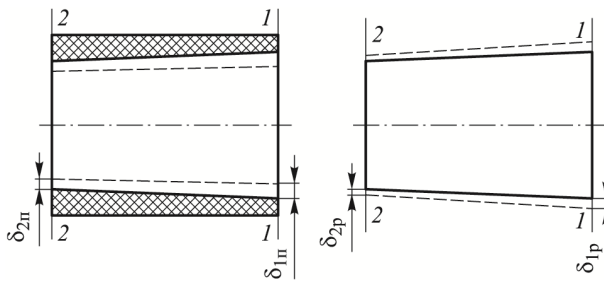


Рис. 4. Схема определения деформаций трущихся поверхностей ротора и КП в сечениях 1-1 и 2-2

патрубка имела следующие параметры: в радиальном направлении значение $y+ \leq 5$, коэффициент роста — 1,2; в осевом направлении — одна ячейка на 1 мм, в зоне патрубка смежной области кольцевого зазора обеспечивалось сгущение сетки по линейному закону роста с соответствующим коэффициентом, равным 1,2. Размер последней ячейки патрубка равнялся размеру смежной ячейки области зазора. Сходимость достигалась на отметке $1 \cdot 10^{-5}$.

Примеры расчетных сеток приведены на рис. 3.

Тепловые поля, рассчитанные на первом этапе в виде массива, пересылались в файл исходных данных для вычисления деформаций в модуле Static Structural с учетом действующих механических ограничений.

Второй этап — расчет температурных деформаций. В турбоагрегатах с высокотемпературным рабочим телом температура вдоль трущихся поверхностей охлаждаемого ПУ может значительно различаться, что определяет уровень градиентов температурных деформаций по длине узла трения. Уравнения упругости для линейных и угловых деформаций в общем виде приведены в работе [13].

Схема определения деформаций трущихся поверхностей ротора и КП в сечениях 1-1 и 2-2 показана на рис. 4. Суммарные деформации, приводящие к тепловому перекоосу, вычисляются по следующим выражениям:

$$\Delta_{1-1} = \delta_{1п} + \delta_{1р};$$

$$\Delta_{2-2} = \delta_{2п} + \delta_{2р};$$

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

где Δ_{1-1} и Δ_{2-2} — суммарные деформации в сечениях 1-1 и 2-2; $\delta_{1п}$, $\delta_{2п}$ и $\delta_{1р}$, $\delta_{2р}$ — радиальные деформации подшипника и ротора в се-

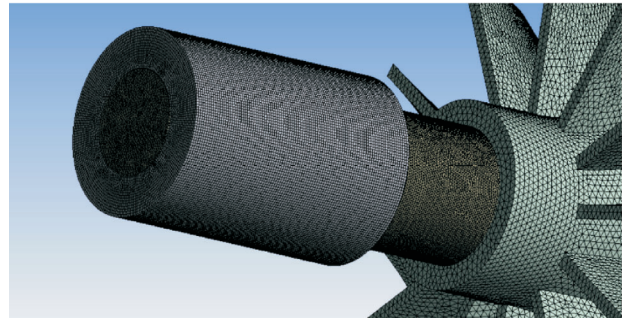


Рис. 5. Пример сеточной модели ПУ со стороны турбины

чениях 1-1 и 2-2 соответственно; Δ — градиент деформаций в ПУ.

Основные стадии создания сеточной модели твердых тел и размерные характеристики сетки аналогичны рассмотренным на первом этапе.

Определение температурных деформаций в ПУ является основной задачей, поэтому для КП и ротора создана сетка с лучшими размерными характеристиками: Element Size (размер одной ячейки) во всех направлениях равен 0,0001 м. Сходимость расчета также достигалась на отметке $1 \cdot 10^{-5}$.

Пример сеточной модели ПУ со стороны турбины приведен на рис. 5.

С помощью разработанной методики можно проводить проектировочные и поверочные расчеты. Поверочный расчет предполагает определение полей температур и деформаций взаимовлияющих элементов проточной части турбоагрегата и охлаждаемых КП. После вычислений необходимо доработать геометрическую модель ПУ с учетом полученных полей деформаций. Затем первый и второй этапы расчета следует повторить. Эту процедуру необходимо повторять до тех пор, пока не будет обеспечено требуемое расхождение температуры на характерных поверхностях, определяемое исследователем.

Проектировочный расчет предусматривает варьирование граничных, геометрических и физических условий без перестроения модели для выявления требуемых по условиям эксплуатации температур и деформаций.

Геометрические условия:

- для РК турбины и компрессора (см. рис. 2) приведены в табл. 1;

- для КП (см. рис. 1): $d_1 = 0,01$ м; $d_2 = 0,014$ м; $L = 0,02$ м; угол конуса КП $2\beta = 20^\circ$;

- для охлаждающей рубашки (см. рис. 1): $d_3 = 0,018$ м; $d_4 = 0,0185$ м; $d_5 = 0,005$ м.

Таблица 1

**Основные геометрические параметры
профиля лопаток РК**

Параметр	Значение
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 РК d_{cp} , мм	38/40
Высота лопаток l , мм	9/14
<i>Примечание.</i> В числителе дроби указаны значения для РК компрессора, в знаменателе — для РК турбины.	

Рассмотрена схема, где КП со стороны компрессора подвижен в осевом направлении, что обеспечивает компенсацию осевых деформаций системы ротор — самосмазывающиеся КП. Поэтому интерес представляют радиальные деформации трущихся поверхностей ПУ.

Расчет деформаций ПУ со стороны компрессора и турбины проведен отдельно. Для определения радиальных деформаций приняты следующие граничные условия: у КП со стороны турбины зафиксирована наружная поверхность, у КП со стороны компрессора — торцевая поверхность, у ротора со стороны КП турбины — поверхность его трения со стороны компрессора, и наоборот.

Физические условия. Для вала в качестве материала выбрана сталь 40Х, для самосмазывающегося КП — керамический материал на базе Al_2O_3 с коэффициентом трения 0,2 [14] и полимерный материал «Суперфлувис» с коэффициентом трения 0,15 (определенным в результате эксперимента). Охлаждающая жидкость — вода.

Теплофизические свойства рабочих сред и материалов в общем случае являются функциями температуры T :

$$\mu = f(T); \rho = f(T); C_p = f(T); \lambda = f(T).$$

Граничные условия. Введены следующие шесть тепловых ограничений.

1. На поверхности трения ротора и подшипника действует граничное условие

$$-\lambda_{п} \left(\frac{\partial T_{п}}{\partial n} \right)_{пов} = \lambda_{р} \left(\frac{\partial T_{р}}{\partial n} \right)_{пов} + Q_{тр};$$

$$(T_{п})_{пов} = (T_{р})_{пов};$$

$$Q_{тр} = f_{тр} N v_{ср};$$

$$v_{ср} = \frac{2\pi n}{60} r_{ср};$$

$$N = \frac{N_{рад}}{\cos\beta} + \frac{N_{ос}}{\sin\beta},$$

где n — частота вращения ротора; $Q_{тр}$ — теплота, выделяемая при трении (см. рис. 1); $f_{тр}$ — коэффициент трения; N — нормальная сила; $v_{ср}$ — скорость скольжения на среднем радиусе трения; $r_{ср}$ — средний радиус трения; $N_{рад}$ и $N_{ос}$ — радиальная и осевая силы; β — полуугол конуса КП (цапфы вала).

Теплота, выделяемая при трении, $Q_{тр}$, определяется 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 — 60 000 мин⁻¹; межопорное расстояние — 0,12 м; класс точности балансировки — 3.

2. На стенках корпуса, контактирующих с охлаждающей жидкостью, действует граничное условие

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

где $\alpha_{ж}$ и $T_{ж}$ — коэффициент теплоотдачи и температура жидкости; $T_{ст}$ — температура стенки корпуса на диаметре d_3 .

Коэффициент теплоотдачи жидкости определяется из следующих условий: на входе в охлаждающую рубашку массовый расход среды — 0,005 кг/с, температура — 293 К; статическое давление на выходе — $1 \cdot 10^5$ Па; на стенках, образующих охлаждающий канал, имеет место условие прилипания, параметр шероховатости поверхности — 2,5 мкм.

3. На внешней поверхности подшипника и внутренней поверхности корпуса задано граничное условие

$$\lambda_{п} \left(\frac{\partial T_{п}}{\partial n} \right)_{пов} = \lambda_{к} \left(\frac{\partial T_{к}}{\partial n} \right)_{пов}; (T_{п})_{пов} = (T_{к})_{пов}.$$

4. На внешней поверхности ротора и поверхности отверстий РК турбины и компрессора в границах контакта приняты следующие граничные условия:

$$\lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{\text{пов}} = \lambda_{\text{к.к}} \left(\frac{\partial T_{\text{к.к}}}{\partial n} \right)_{\text{пов}};$$

$$(T_p)_{\text{пов}} = (T_{\text{к.к}})_{\text{пов}};$$

$$\lambda_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial n} \right)_{\text{пов}} = \lambda_{\text{к.т}} \left(\frac{\partial T_{\text{к.т}}}{\partial n} \right)_{\text{пов}};$$

$$(T_p)_{\text{пов}} = (T_{\text{к.т}})_{\text{пов}}.$$

5. На стенках РК компрессора и турбины, контактирующих с компримируемым и расширяющимся рабочим телом, соответственно действуют граничные условия

$$\alpha_{\text{г.к}} = - \frac{\lambda}{(T_{\text{ст}} - T_{\text{г.к}})} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0};$$

$$\alpha_{\text{г.т}} = - \frac{\lambda}{(T_{\text{ст}} - T_{\text{г.т}})} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0},$$

где $\alpha_{\text{г.к}}$ и $T_{\text{г.к}}$ — коэффициент теплоотдачи и температура компримируемого рабочего тела; $\alpha_{\text{г.т}}$ и $T_{\text{г.т}}$ — коэффициент теплоотдачи и температура расширяющегося рабочего тела.

6. На поверхностях РК компрессора и турбины заданы тепловые ограничения в форме средних значений коэффициентов теплоотдачи и температур со стороны компримируемого и расширяющегося рабочих тел:

- для проточной части РК [9, 15]

$$\alpha = \frac{\text{Nu}\lambda}{b}; \quad (1)$$

$$\text{Nu} = 0,206\text{Re}^{0,66} S_{\text{Г}}^{-0,58} (1 + 0,8S_u^{0,42}); \quad (2)$$

$$\text{Re} = \frac{\omega_2 C}{\nu}; \quad (3)$$

$$S_{\text{Г}} = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} \sqrt{\frac{2b}{m \sin(\beta_1 + \beta_2) \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}} - 1; \quad (4)$$

$$S_u = \frac{u_{\text{ср}}}{\omega_2 \theta}; \quad (5)$$

$$\theta = \frac{d_{\text{ср}}}{l}, \quad (6)$$

где Nu — критерий Нуссельта; Re — критерий Рейнольдса; $S_{\text{Г}}$ — критерий геометрического подобия; ω_2 — относительная скорость газа на выходе из РК; ν — кинематическая вязкость рабочего тела; $u_{\text{ср}}$ — окружная скорость на среднем диаметре РК;

Таблица 2

Значения тепловых параметров РК турбины и компрессора

Часть РК	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)	Средняя температура, К
Проточная	360/350	277/290
Тыльная	318/870	345/910

Примечание. В числителе дроби указаны значения для РК компрессора, в знаменателе — для РК турбины.

- для тыльной части РК [16]

$$\alpha = \frac{2\text{Nu}\lambda}{d_{\text{ср}}}; \quad (7)$$

$$\text{Nu} = 0,558\text{Pr}^{0,33}; \quad (8)$$

$$\text{Re} = \frac{\omega_d d_{\text{ср}}^2}{4\nu}; \quad (9)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad (10)$$

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

Значения тепловых параметров для РК турбины и компрессора, определенные с учетом данных табл. 1 и уравнений (1)–(10), приведены в табл. 2.

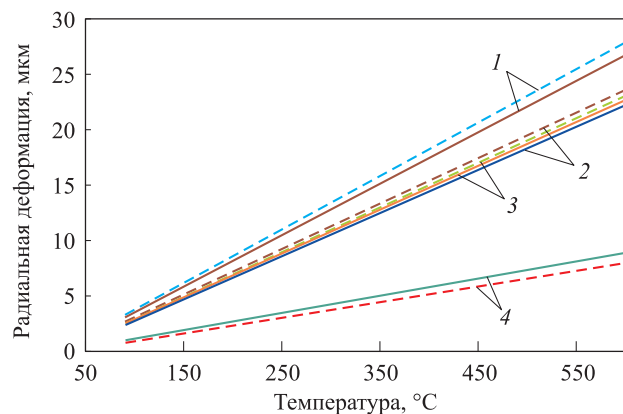
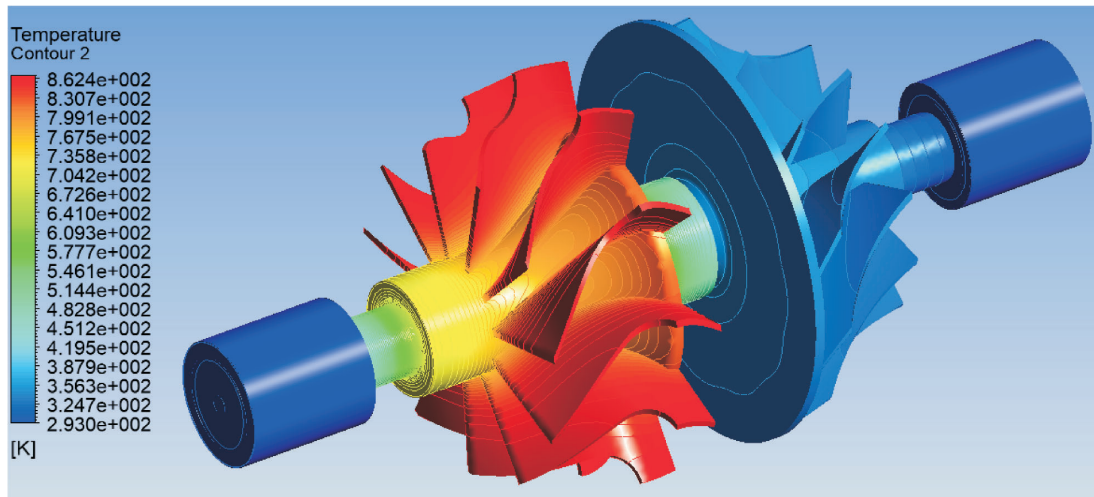
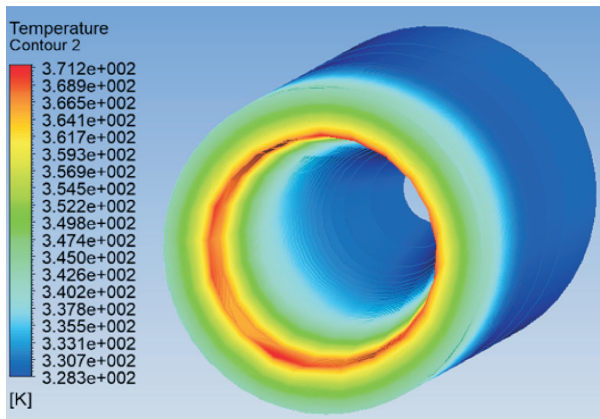


Рис. 6. Сопоставление результатов аналитического (сплошные линии) и численного (штриховые линии) расчетов радиальных температурных деформаций самосмазывающегося ПУ турбоагрегата при различных вариантах закрепления КП:

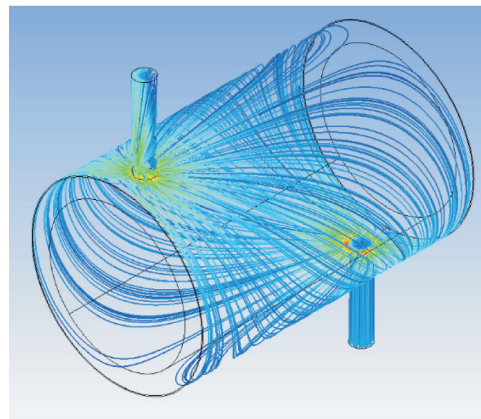
1 и 2 — деформации внешней стенки КП и внутренней поверхности КП при осевой фиксации; 3 — деформация вала; 4 — суммарная деформация вала и КП при фиксации наружной поверхности КП в корпусе



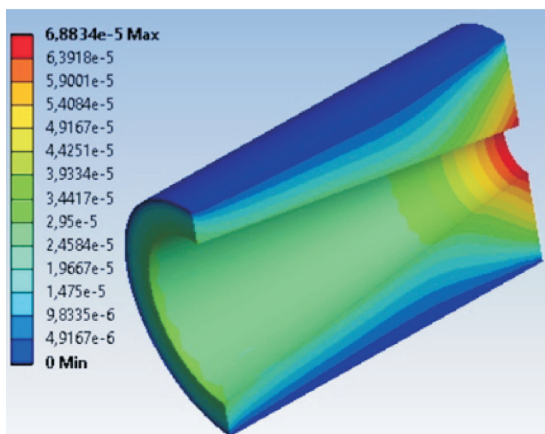
a



б



в



г

Рис. 7. Пример результатов расчета:

a — поле температур, К, ротора в сборе; *б* — поле температур, К, КП со стороны турбины; *в* — линии тока охлаждающей среды; *г* — поле температурных деформаций, м, КП со стороны турбины

Верификация результатов численного расчета. Результаты сопоставления расчетных данных, полученных аналитическим путем [17, 18] и численным методом в пакете ANSYS, для сечения 1–1 ПУ со стороны турбины при различных вариантах закрепления КП, приведены на рис. 6. Материал подшипника — СС670 (Al_2O_3); материал вала — сталь 40Х.

Установлено, что расхождение сопоставляемых данных не превышает 5...10 %, что можно считать приемлемым значением для инженерного анализа температурных деформаций в самосмазывающихся ПУ трения.

Результаты и их обсуждение. На рис. 7 приведен пример результатов расчета полей темпера-

Таблица 3

Значения параметров трущейся поверхности охлаждаемых и неохлаждаемых КП

Материал КП	Параметры трущейся поверхности КП					
	без системы охлаждения			с системой охлаждения		
	T_{\max} , К	ΔT , К	Δ , мкм	T_{\max} , К	ΔT , К	Δ , мкм
$2\beta = 20^\circ$						
Al ₂ O ₃	831/343	1,24/0,07	15,71/1,47	407/310	68,93/7,45	6,30/0,65
Суперфлувис	НЗ/343	НЗ/0,05	НЗ/4,59	НЗ/337	НЗ/6,05	НЗ/1,25
$2\beta = 45^\circ$						
Al ₂ O ₃	–	–	–	458/316	32,22/3,56	6,16/0,75
Суперфлувис	НЗ/–	НЗ/–	НЗ/–	НЗ/341	НЗ/4,56	НЗ/2,75

Примечание. В числителе дроби указаны значения для КП со стороны турбины, в знаменателе — для КП со стороны компрессора.

тур, температурных деформаций и линий тока охлаждающей жидкости.

Результаты расчета температур и температурных деформаций охлаждаемых и неохлаждаемых КП при углах $2\beta = 20^\circ$ и $2\beta = 45^\circ$ приведены в табл. 3, где T_{\max} — наибольшая температура трущейся поверхности КП; ΔT и Δ — градиенты температур и деформации трущейся поверхности КП; НЗ — недопустимые значения этих параметров (температура превышает область работы материала).

Анализ полученных результатов показал следующее:

- КП со стороны компрессора турбоагрегата работает при невысоких температурах (что обусловлено теплообменом через ротор к сжимаемому газу в РК компрессора) и с незначительными температурными деформациями по длине ПУ; для всех рассмотренных материалов температура не превышала 343 К, что позволяет применять полимерные материалы (например, Суперфлувис) для изготовления КП;

- использование со стороны турбины КП без системы охлаждения приводит к значительным температурам в зоне трения (831 К) и температурным деформациям по длине ПУ; с увеличением размеров агрегата и ПУ, вероятно, значения деформаций будут возрастать, что потребует создания системы охлаждения для выравнивания поля температур и температурных деформаций соответственно;

- применение со стороны турбины КП с системой охлаждения способствует существенно (у КП поверхность теплообмена намного больше, чем у цилиндрического подшипника) снижению температуры в зоне трения (407 К), однако при этом наблюдаются градиенты де-

формаций по длине ПУ, причем вероятно, что с увеличением угла конусности, длины подшипника и размеров агрегата деформации будут возрастать; в этом случае необходимо организовать систему охлаждения КП так, чтобы обеспечить одновременное уменьшение температуры в зоне трения и температурных деформаций вдоль длины ПУ [19].

Выводы

1. Разработана численная методика исследования температур и температурных деформаций системы ротор — самосмазывающиеся КП малорасходного высокотемпературного турбоагрегата.

2. Выполнена апробация методики. С учетом отсутствия в доступной научно-технической литературе численных и инженерных методов расчета, а также экспериментальных данных для определения полей температур и температурных деформаций, адекватность методики для системы ротор — самосмазывающиеся КП подтверждена поэтапной верификацией ее отдельных составляющих:

- при моделировании процессов течения охлаждающей воды и теплообмена в рубашке КП установлено, что расхождение полученных данных с результатами экспериментального исследования не превышает 10 % [11, 12];

- при моделировании полей температур и температурных деформаций ПУ без осевого подвода теплоты расхождение результатов, полученных численным методом и аналитическим путем в частной постановке, составило 5...10 %.

3. Результаты расчетов показали актуальность применения методики для моделирования

полей температур и температурных деформаций роторных систем малорасходных высокотемпературных турбоагрегатов. С учетом сложности геометрии большого количества конструктивных элементов и сопряжений, а также неравномерности температурных полей, формирующих граничные условия, использование аналитических методов становится невозможным.

4. Установлено, что со стороны компрессорной ступени подшипник может быть выполнен

из полимерного материала, при этом температуры и деформации не значительные.

5. Выявлено, что со стороны высокотемпературной расширительной ступени требуется организация системы жидкостного охлаждения КП, а также выбор конструкции и материала подшипника, что в комплексе обеспечит приемлемый уровень температур и градиентов температурных деформаций.

Литература

- [1] Quoilin S., Broek M.V.D., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 22, pp. 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, pp. 605–620, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.035
- [3] Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A. *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*. Berlin, Springer Science & Business Media, 2007. 596 p.
- [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), pp. 302–307.
- [5] Yang Y.C., Chu S.S., Chang W.J., Wu T.-S. Estimation of heat flux and temperature distributions in a composite strip and homogeneous foundation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 37, pp. 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), pp. 351–357, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.03.001
- [7] Зарубин В.С., Кувыркин Г.Н. *Математические модели механики и электродинамики сплошной среды*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 512 с.
- [8] Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. *Теплопередача*. Москва, Энергоиздат, 1981. 416 с.
- [9] Зысина-Моложен Л.М., Зысин Л.В., Поляк М.П. *Теплообмен в турбомашинах*. Ленинград, Машиностроение, 1974. 336 с.
- [10] Kreith F., Boehm R.F., Raithby G.D. *Heat and Mass Transfer*. Boca Raton, CRC Press LLC, 1999. 288 p.
- [11] 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, pp. 030059-1–030059-6, doi: 10.1063/1.5051920
- [12] 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, pp. 020031-1–020031-6, doi: 10.1063/1.4998851
- [13] Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. *Соппротивление материалов*. Москва, Наука, 1986. 560 с.
- [14] 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, с. 97–103.
- [15] Крейц Ф., Хауэлл Дж.Р., Джордан Д.П., Тьен К.Л., Кларк Д.А. *Конвективный теплообмен во вращающихся системах. Успехи теплопередачи*. Москва, Мир, 1971. 169 с.
- [16] Дорфман Л.А. *Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел*. Москва, Физматгиз, 1960. 260 с.
- [17] Чичинадзе А.В., Левин А.Л., Бородулин М.М., Зиновьев Е.В. *Полимеры в узлах трения машин и приборов*. Москва, Машиностроение, 1988. 328 с.

- [18] Хебда М., Чичинадзе А.В., ред. *Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний.* Москва, Машиностроение, 1992. 730 с.
- [19] 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.

References

- [1] Quoilin S., Broek M.V.D., Declaye S., Dewallef P., Lemort V. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 22, pp. 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, pp. 605–620, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.035
- [3] Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A. *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*. Berlin, Springer Science & Business Media, 2007. 596 p.
- [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), pp. 302–307.
- [5] Yang Y.C., Chu S.S., Chang W.J., Wu T.-S. Estimation of heat flux and temperature distributions in a composite strip and homogeneous foundation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 37, pp. 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), pp. 351–357, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.03.001
- [7] Zarubin V.S., Kuvyrkin G.N. *Matematicheskiye modeli mekhaniki i elektrodinamiki sploshnoy sredy* [Mathematical models of continuum mechanics and electrodynamics]. Moscow, Bauman Press, 2008. 512 p.
- [8] Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Energoizdat publ., 1981. 416 p.
- [9] Zysina-Molozhen L.M., Zysin L.V., Polyak M.P. *Teploobmen v turbomashinakh* [Heat exchange in Turbomachinery]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1974. 336 p.
- [10] Kreith F., Boehm R.F., Raithby G.D. *Heat and Mass Transfer*. Boca Raton, CRC Press LLC, 1999. 288 p.
- [11] 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, pp. 030059-1–030059-6, doi: 10.1063/1.5051920
- [12] Raykovskiy N.A., Tretyakov A.V., Abramov S.A., Nazmeev 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, pp. 020031-1-020031-6, doi: 10.1063/1.4998851
- [13] Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivleniye materialov* [Strength of materials]. Moscow, Nauka publ., 1986. 560 p.
- [14] Markov M.A., Snimshchikov D.V., Krasikov A.V. Tribological express-studies of wear resistant Al₂O₃-based ceramics with SiC fibers against steel friction pair. *Inorganic Materials: Applied Research*, 2016, no. 3, pp. 97–103 (in Russ.).
- [15] Kreyts F., Khauell Dzh.R., Dzhordan D.P., Kreyts F., T'yen K.L., Klark D.A. *Konvektivnyy teploobmen vo vrashchayushchikhsya sistemakh. Uspekhi teploperedachi* [Convective heat transfer in rotating systems. Heat transfer success]. Moscow, Mir publ., 1971. 169 p.
- [16] Dorfman L.A. *Gidrodinamicheskoye soprotivleniye i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel* [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]. Moscow, Fizmatgiz publ., 1960. 260 p.

- [17] Chichinadze A.V., Levin A.L., Borodulin M.M., Zinov'yev E.V. *Polimery v uzlakh treniya mashin i priborov* [Polymers in friction units of machines and devices]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1988. 328 p.
- [18] *Spravochnik po tribotekhnike. V 3 t. T. 3. Tribotekhnika antifriktsionnykh, friktsionnykh i stsepynykh ustroystv. Metody i sredstva tribotekhnicheskikh ispytaniy* [Handbook of tribotechnology. In 3 vol. Vol. 3. Tribotechnology anti-friction, friction and coupling devices. Methods and means of tribological tests]. Ed. Khebda M., Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1992. 730 p.
- [19] Raykovskiy N.A., Yusha V.L., Tret'yakov 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. *The Journal Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*, 2019, vol. 3, no. 2, pp. 51–61 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 24.06.2019

Информация об авторах

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: n_raykovskiy@mail.ru).

ЮША Владимир Леонидович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан Нефтехимического института. ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

ТРЕТЬЯКОВ Александр Валерьевич — ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: raznayapost@mail.ru).

ЗАХАРОВ Владислав Александрович — BIM-инженер. Публичное Акционерное Общество «ОНХП» (644050, Омск, Российская Федерация, бульвар Инженеров, д. 1, e-mail: zaxarovvlad71@mail.ru).

Information about the authors

RAYKOVSKIY Nikolay Anatoliyevich — Candidate of Science (Eng.), Assistant Professor, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: n_raykovskiy@mail.ru).

YUSHA Vladimir Leonidovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Institute. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

TRETYAKOV Aleksandr Valerievich — Assistant Lecturer, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: raznayapost@mail.ru).

ZAKHAROV Vladislav Aleksandrovich — BIM Engineer. PAO ONKHP (644050, Russia, Omsk, Engineers Blvd., Bldg. 1, e-mail: zaxarovvlad71@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Райковский Н.А., Юша В.Л., Третьяков А.В., Захаров В.А. Теоретическая оценка тепловых деформаций несмазываемых подшипниковых узлов малорасходных турбокомпрессорных агрегатов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 10, с. 58–69, doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-58-69

Please cite this article in English as:

Raykovskiy N.A., Yusha V.L., Tret'yakov A.V., Zakharov V.A. Theoretical Estimation of Thermal Deformations of Non-Lubricated Bearings of Low-Flow Turbocharger Units. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 10, pp. 58–69, doi: 10.18698/0536-1044-2019-10-58-69