



Математическое моделирование физических процессов

DOI: 10.18721/JPM.14302

УДК 536.25, 532.517

ТУРБУЛЕНТНАЯ СМЕШАННАЯ КОНВЕКЦИЯ В БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ ОБОГРЕВАЕМЫХ КОЛЬЦЕВЫХ ПОЛОСТЯХ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ ЧЕРЕЗ НИХ ОСЕВОГО ПОТОКА

Е.М. Смирнов, С.И. Смирнов, А.Г. Абрамов, С.А. Галаев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Представлены результаты вихреразрешающего численного моделирования турбулентной смешанной конвекции в системе из трех одинаковых, быстровращающихся кольцевых полостей. Полости обогреваются со стороны дисковых поверхностей и с периферии (для всех полостей задано одно и то же распределение поверхностной температуры), а теплосъем осуществляется транзитным осевым потоком воздуха, протекающим по узкому (в пределах системы полостей) кольцевому каналу. Расчеты на основе метода Implicit LES проведены с учетом условий эксперимента, известных из литературы. Вращательное число Рейнольдса составляло 200 тыс., размерность сетки – 17 млн. ячеек. Обсуждается сложная многомасштабная структура течения и влияние на локальную теплоотдачу с дисковых поверхностей входных аэродинамических и тепловых условий, не являющихся идентичными для включенных в систему полостей.

Ключевые слова: смешанная конвекция, быстровращающаяся кольцевая полость, транзитный осевой поток, глобальная циркуляция

Ссылка при цитировании: Смирнов Е.М., Смирнов С.И., Абрамов А.Г., Галаев С.А. Турбулентная смешанная конвекция в быстровращающихся обогреваемых кольцевых полостях при прохождении через них осевого потока // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2021. Т. 14. № 3. С. 21–35. DOI: 10.18721/JPM.14302

Статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

TURBULENT MIXED CONVECTION WITHIN RAPIDLY ROTATING HEATED ANNULAR CAVITIES WITH AN AXIAL THROUGHFLOW

E.M. Smirnov, S.I. Smirnov, A.G. Abramov, S.A. Galaev

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation

The results of eddy-resolving numerical simulation of a turbulent mixed convection in a system of three identical, rapidly rotating annular cavities are presented. The cavities are heated from the side of the disk surfaces and from the periphery (the same distribution of the surface temperature is set for all the cavities), and heat removal proceeds by an axial air throughflow in the narrow channel, annular within the cavity system. The computations based on the Implicit LES method have been carried out in view of the conditions close to the experiments known from the literature for a single cavity; the rotational Reynolds number was 200,000, the grid dimension was 17 million cells. The complex multiscale flow structure and the influence of the input aerodynamic and thermal conditions, which are not identical for the cavities included in the system, on the local heat transfer from disk surfaces are discussed.

Keywords: mixed convection, rapidly rotating annular cavity, axial throughflow, global circulation

Citation: Smirnov E.M., Smirnov S.I., Abramov A.G., Galaev S.A., Turbulent mixed convection within rapidly rotating heated annular cavities with an axial throughflow, St. Petersburg Polytechnical State University Journal. Physics and Mathematics. 14 (3) (2021) 21–35. DOI: 10.18721/JPM.14302

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение

Глубокие и достоверные знания об особенностях локального теплообмена в быстровращающихся кольцевых полостях, обогреваемых со стороны дисковых поверхностей, при наличии приосевого транзитного потока охлаждающего газа, имеют самостоятельное фундаментальное значение и критически важны в области турбомашиностроения, где подобные конфигурации широко используются для охлаждения роторов осевых компрессоров газотурбинных двигателей [1 – 4].

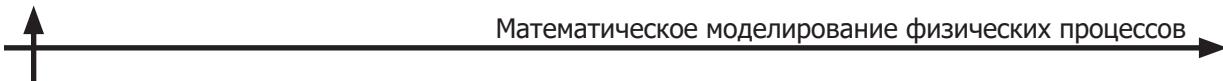
Быстрое вращение и непрозрачность дисковых поверхностей, ограничивающих полости, вызывают затруднения для получения надежных количественных экспериментальных данных, характеризующих особенности конвекции, которая развивается в этих полостях, и локальную нестационарную теплоотдачу. Экспериментальные исследования, как правило, ограничиваются визуальными наблюдениями и измерениями локальной и интегральной теплоотдачи, осредненной во времени [1 – 3, 5, 6].

В этих условиях особые надежды возлагаются на современные методы вычислительной гидродинамики и теплообмена, а также суперкомпьютерные технологии, позволяющие проводить высокоточное вихреразрешающее моделирование. Наибольшие ожидания связаны с применением метода прямого численного моделирования (англ. Direct Numerical Simulation, DNS) и неявного (Implicit) метода крупных вихрей (англ. Large Eddy Simulation, LES), т. е. ILES-метода, в котором роль физической диссипации на малых масштабах заменяется диссипативными свойствами численной схемы.

Первоначальный опыт использования метода ILES представлен в работах [7 – 10]. Соответствующие расчеты проводились на сетках умеренной размерности (до 100 тыс. ячеек) и не позволяли получать приемлемого согласия с данными экспериментов по локальной теплоотдаче на дисках, что связывалось с неаккуратностью моделирования турбулентного течения в зоне смешения осевого потока с газом, циркулирующим в полости.

Расчеты турбулентной смешанной конвекции в одиночной быстровращающейся кольцевой вентилируемой полости, обогреваемой со стороны дисков [11 – 13], проведенные недавно с помощью методов ILES и RANS/ILES (RANS – Reynolds-averaged Navier – Stokes, т. е. уравнения Навье – Стокса, осредненные по Рейнольдсу), где использовались сетки размерностью до нескольких миллионов ячеек, позволили воспроизвести известные из литературы характерные особенности структуры течения, но оставили открытым вопрос о причинах постоянного расхождения между результатами моделирования и экспериментальными данными по теплоотдаче с поверхностей дисков.

Здесь следует отметить, что возникающие неопределенности с заданием граничных условий препятствуют в расчетах полному воспроизведению условий экспериментов. В частности, это относится к аэродинамическим и термическим условиям на входе в полость: в расчетах, проводимых для одиночной полости, как правило, задается однородный невозмущенный профиль скорости и постоянная температура во входном сечении канала, подводящего охладитель, однако в экспериментах поток на входе в полость является неоднородным и турбулизованным.



В связи с вышеизложенным, особый интерес вызывают численные исследования смешанной конвекции в системе последовательно расположенных полостей, когда возникает возможность аккуратнее смоделировать условия экспериментов, что, совместно с детальным разрешением процессов (значимых для задачи) на подробных сетках, как представляется, позволит обоснованно рассчитывать на лучшее согласие с данными измерений. Многоступенчатые полости становятся предметом изучения и в экспериментальных работах; так, в статье [14] для системы из четырех полостей были проведены измерения осредненной во времени температуры и локальной теплоотдачи на поверхностях дисков и выделены два основных режима течения, характеризующиеся двумя областями: вынужденной конвекции на малых радиусах и конвекции рэлей-бенаровского типа на средних и больших радиусах.

В настоящей работе представляются результаты вихреразрешающих расчетов турбулентной смешанной конвекции в системе обогреваемых быстровращающихся кольцевых полостей, расположенных вокруг внутреннего вала сравнительно большого диаметра, при наличии приосевого потока охлаждающего воздуха.

Расчеты проведены для условий, приближенных к экспериментальным, которые создавались в работе [5], но для случая одиночной полости. Численное решение получено нами методом ILES на сетках, существенно более подробных, по сравнению с использованными ранее [7, 8]. Анализируются структуры нестационарного течения и температурных полей в полостях и в канале, подводящем охладитель, динамика крупномасштабных вихревых структур и турбулентных пульсаций. Также исследуется влияние условий на входе в полость, оказываемое на интенсивность локальной теплоотдачи от поверхностей дисков.

Постановка задачи и вычислительные аспекты

Рассматривается задача о течении и теплообмене воздуха (число Прандтля $Pr = 0,69$) в системе из трех быстровращающихся, обогреваемых со стороны обеих дисковых поверхностей и с периферии, междисковых полостей одинаковой формы при последовательном прохождении через них транзитного приосевого потока охлаждающего газа (рис. 1). Система вращается вокруг оси z с постоянной угловой скоростью Ω .

Расчетная область включает в себя три соосные полости (идентифицируются латинскими буквами A, B, C в порядке их следования по потоку) и поочередно прерывающийся внутри них узкий кольцевой канал, состоящий из входной части, двух коротких участков между полостями и относительно протяженной выходной части.

Геометрия полостей и радиальный размер осевого канала (высота) заимствованы из работы [5], в которой представлены результаты экспериментов для одиночной полости (табл. 1).

Таблица 1
Значения расчетных геометрических параметров (см. рис. 1)

Параметр	Обозначение	Значение, м
Внешний радиус полости	r_0	0,40
Ширина полости	s	0,08
Внутренний радиус кольцевого канала	r_i	0,12
Высота кольцевого канала	Δr	0,018
Длина частей кольцевого канала:		
	l_1	0,10
	l_2	0,28
Расстояние между полостями	Δl	0,04

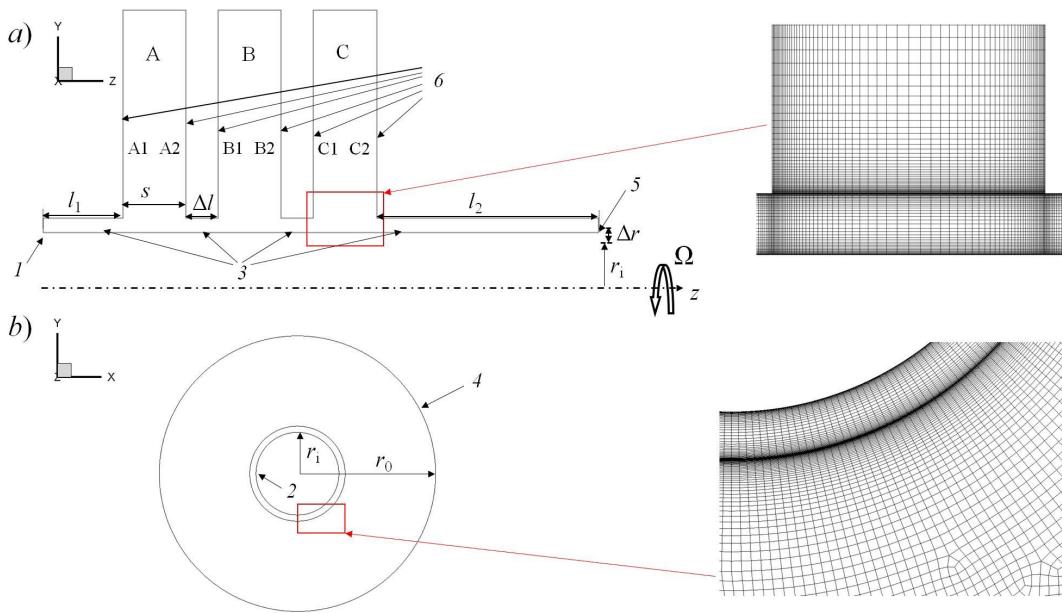


Рис. 1. Схема, иллюстрирующая постановку задачи для системы из трех кольцевых полостей (A, B, C); представлены меридиональное сечение системы (a) и аксиальное сечение одного из дисков (b):

1 – вход; 2, 3 – внутренняя и внешняя поверхности трубы; 4 – кожух; 5 – выход;
6 – дисковые поверхности (A1 A2, B1 B2, C1 C2); даны также геометрические параметры.

Справа показаны фрагменты расчетной сетки для одной из полостей

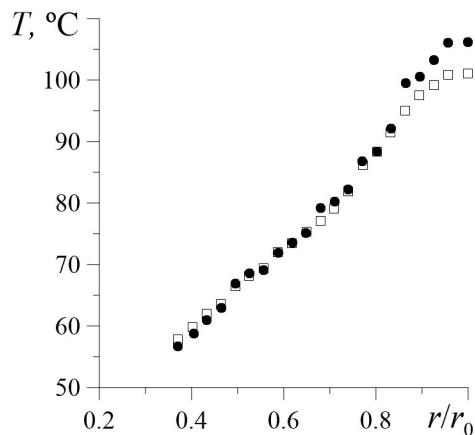


Рис. 2. Экспериментальные радиальные распределения температуры по поверхностям дисков [5]:
первого (затушеванные кружки)
и второго (пустые квадратики) по потоку.
Радиальная координата r отсчитывается
от центральной оси

температуры (она слабо изменяется в пределах между максимальными значениями на дисках, при $r/r_0 = 1$). Внутренняя (2) и внешняя (3) цилиндрические поверхности каналов являются теплоизолированными. На выходе 5 из канала задается постоянное давление.

В настоящей работе численное решение получено при наборе параметров, представленном в табл. 2.

На входе в канал (поз. 1 на рис. 1) задается постоянная температура T_{in} и однородный профиль осевой скорости W_{in} (без возмущений); окружная составляющая относительной скорости во входном сечении полагается нулевой. На обогреваемых поверхностях 6 дисков каждой полости задаются радиальные распределения температуры (см. рис. 2, где представлены экспериментальные данные [5]; радиальная координата r отсчитывается от центральной оси), несколько различные для первого и второго по потоку дисков (upstream & downstream disks [5]). В настоящей работе пары дисков, относящиеся к разным полостям, идентифицируются как A1 A2, B1 B2, C1 C2. В окружном направлении температура считается постоянной. На поверхностях цилиндрических кожухов (поз. 4 на рис. 1) задается линейное распределение

Таблица 2

Набор остальных расчетных параметров задачи

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Осевая скорость потока	W_{in}	м/с	0,95
Угловая скорость вращения системы	Ω	рад/с	14,2
Температура на входе в канал	T_{in}	°C	25
Средняя температура при $r = r_0$	T_0		104
Температурный фактор	ϵ_T	—	0,27
Числа Рейнольдса: вращательное транзитного потока	Re_Ω Re_z		$2 \cdot 10^5$ $2 \cdot 10^4$
Число Россби	Ro		0,56
Число Прандтля	Pr		0,69

Данные, представленные в табл. 2, соответствуют набору определяющих (безразмерных) параметров задачи, который отвечает одному из вариантов, известных из литературы [5, Case 4].

Традиционные гидродинамические числа подобия (см. табл. 2) определяются следующим образом:

$$Re_\Omega = \Omega r_0^2 / v; Re_z = 2r_i W_{in} / v; Ro = W_{in} / \Omega r_i,$$

где v – коэффициент кинематической вязкости воздуха (при входной температуре).

Температурный фактор оценивается согласно выражению

$$\epsilon_T = \beta \Delta T,$$

где β – коэффициент объемного температурного расширения (также оцениваемый при входной температуре), $\Delta T = T(r = r_0) - T_{in}$.

Исходя из приведенных на рис. 2 опытных данных, значение $T_0 = T(r = r_0)$ принято равным 104 °C.

Расчеты выполнялись с применением программного комплекса ANSYS Fluent 19.3. Задача решалась в относительной системе отсчета, вращающейся с угловой скоростью Ω , на основе приближения Буссинеска с постоянными значениями коэффициентов вязкости и теплопроводности (оцененных по значению температуры на входе в канал), без учета действия силы тяжести.

Использовался вычислительный алгоритм, базирующийся на методе совместного решения уравнений баланса массы и количества движения с коррекцией давления. Пространственная дискретизация конвективных членов уравнений осуществлялась на основе схемы QUICK третьего порядка точности. Диффузионные слагаемые аппроксимировались по центрально-разностной схеме со вторым порядком точности. Продвижение по физическому времени производилось на основе безытерационного метода дробных шагов второго порядка. Шаг по времени задавался равным $4 \cdot 10^{-4}$ с, что обеспечивало во всей расчетной области для числа Куранта значение меньше единицы. По истечении переходного периода накапли-

валась представительная статистика по полям скорости и температуры и характеристикам теплопередачи (за время, соответствующее примерно 100 оборотам системы полостей).

Неструктурированная расчетная сетка, фрагменты которой показаны на рис. 1, состояла из шестигранников, включала в себя около 17 млн. ячеек и имела сильное сгущение ко всем стенкам расчетной области. Использованная (весьма подробная) сетка обеспечила, в том числе, возможность качественного воспроизведения явлений, важных для адекватного предсказания процесса теплообмена:

течения в зонах смешения приосевого потока с течением в полостях;
динамики разномасштабных вихревых структур в полости;
их взаимодействия с тонкими квазиламинарными экмановскими слоями, которые формируются у дисковых поверхностей.

Результаты расчетов и их обсуждение

Отдельные особенности трехмерной вихревой картины течения, развивающегося в рассматриваемой системе, иллюстрируются рис. 3 с помощью изоповерхностей Q -критерия ($Q = 400 \text{ с}^{-1}$). Видно, что в каждой из полостей формируется течение с двумя рукавами сильно турбулизованной среды и множеством отдельных вихревых образований в зонах транзитного потока и у стенок полости. Причина формирования наблюдаемых турбулентных рукавов поясняется ниже.

Специального обсуждения заслуживают особенности структуры транзитного течения в кольцевом канале. Здесь следует еще раз отметить, что выраженные кольцевые каналы имеются только на входной и выходной частях рассматриваемой конфигурации. Во входном канале, в силу заданных условий однородного невозмущенного потока и относительно малой длины канала, пограничные слои не успевают нарастить и турбулизации течения не происходит; в результате этого в первую полость входит почти однородный транзитный поток.

Однако уже на выходе из первой полости транзитный поток становится турбулентным в результате его взаимодействия с находящейся в полости средой, которое имеет место в слоях смешения. Далее транзитный поток, обтекая острую кромку, поступает в короткий участок канала между полостями, и на входе во вторую полость (как и в третью) течение существенно турбулизовано.

Для всех полостей на рис. 4 приведены мгновенные поля относительной тангенциальной скорости и температуры в среднем аксиальном сечении (с нанесенными на них линиями тока).

Здесь стоит отметить, что, в соответствии с картиной общей циркуляции потока в быстровращающихся полостях, которая сформирована по результатам экспериментов 1990-х гг. для полостей с центральной аксиальной трубой, по которой протекал охлаждающий газ [1 – 3], принято выделять эволюционирующие крупномасштабные циклонические и антициклонические вихри рэлей-бенаровского типа, разделенные радиальными рукавами холодного газа, движущегося в направлении периферии области [7, 8, 11 – 13].

В представляемых расчетах для кольцевой полости получено решение с «глобальным» антициклоническим вихрем, окружающим транзитный поток, и парой циклонических вихрей, оттесненных на периферию (см. рис. 4). Примечательно также, что турбулизованные рука-ва холодного газа располагаются внутри глобального антициклонического вихря, определяя формирование пары локальных «внутренних» антициклонических вихрей. Вихревая структура ядра потока в общих чертах сохраняется во времени, совершая при этом азимутальное перемещение (прецессию) в направлении, противоположном направлению вращения.

На рис. 5 для среднего сечения каждой из полостей приведены радиальные распределения тангенциальной скорости и температуры, осредненных по времени и окружной координате (угловые скобки – знак осреднения). Ядро потока в среднем заметно отстает от переносного

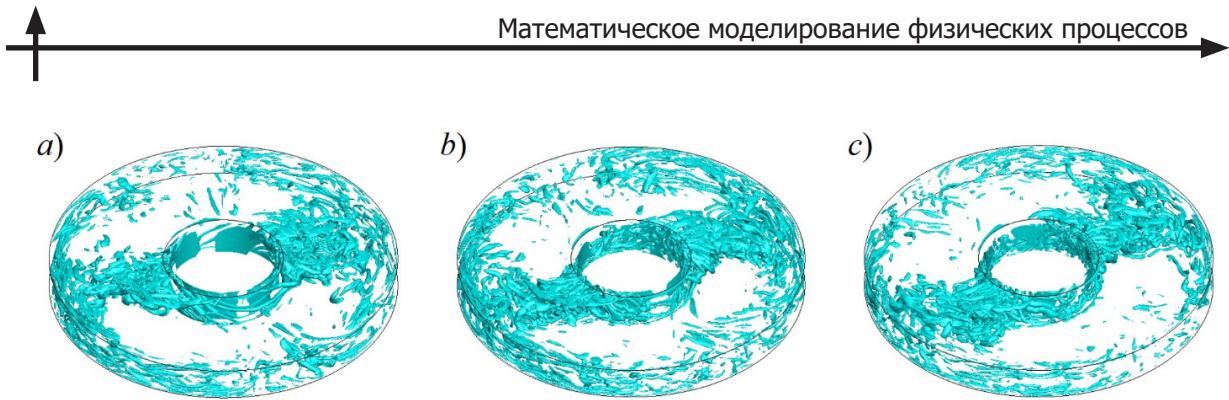


Рис. 3. Визуализация трехмерной вихревой картины течения через мгновенные изоповерхности Q -критерия в полостях А (a), В (b) и С (c) (см. рис. 1); $Q = 400 \text{ с}^{-1}$

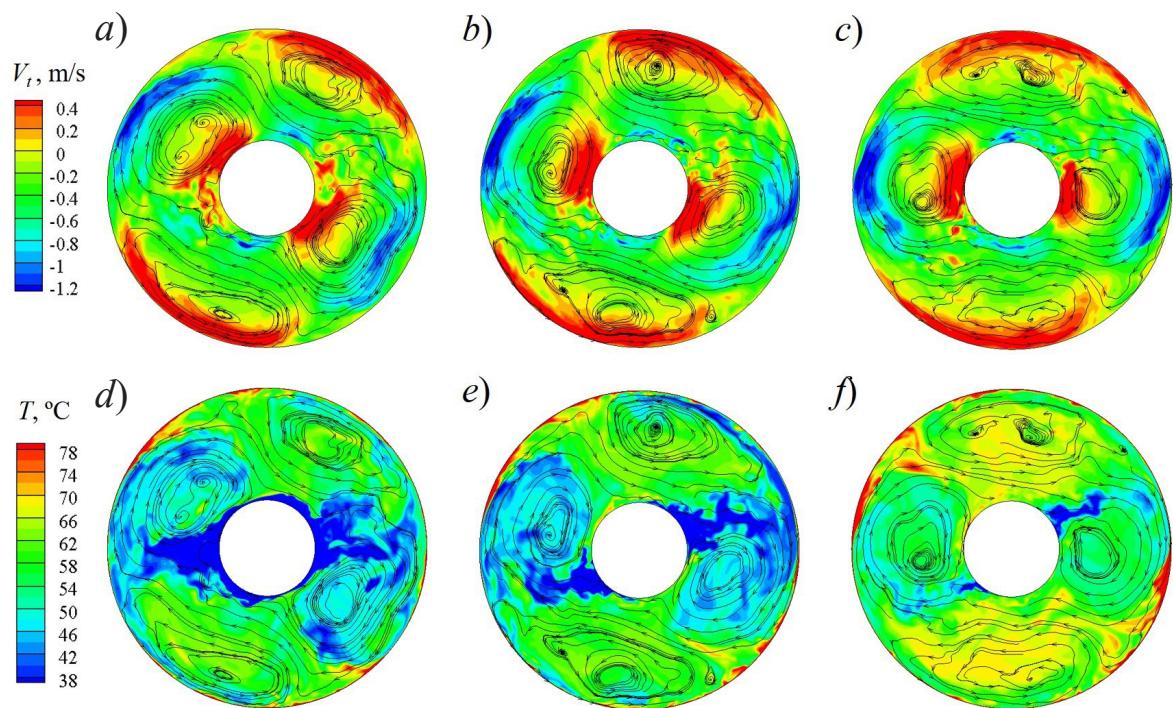


Рис. 4. Мгновенные поля тангенциальной скорости (a – c) и температуры (d – f) в среднем аксиальном сечении между дисками в полостях А (a, d), В (b, e), С (c, f) (см. рис. 1)

движения глобального вращения системы (рис. 5, a). Отметим, что близкий уровень такого отставания показали результаты измерений окружной скорости, выполненных в работе [15] для родственной конфигурации с одиночной быстровращающейся полостью, нагреваемой со стороны только одного диска; других опытных данных по скорости отставания не обнаружено.

Средняя температура ядра потока (рис. 5, b) меняется по радиусу неравномерно: в большей части полости она почти постоянна, а сильные градиенты имеют место у горячего кожуха с подтекающими к нему областями относительно холодного газа.

Для всех трех полостей рис. 6 иллюстрирует колебания во времени температуры в точках мониторинга, расположенных в центральных аксиальных сечениях на расстоянии $r = 0,75r_0$ от оси, а также энергетический спектр колебаний в тех же точках для первой и второй полостей. Представленные графики подтверждают, что во всех полостях течение имеет выра-

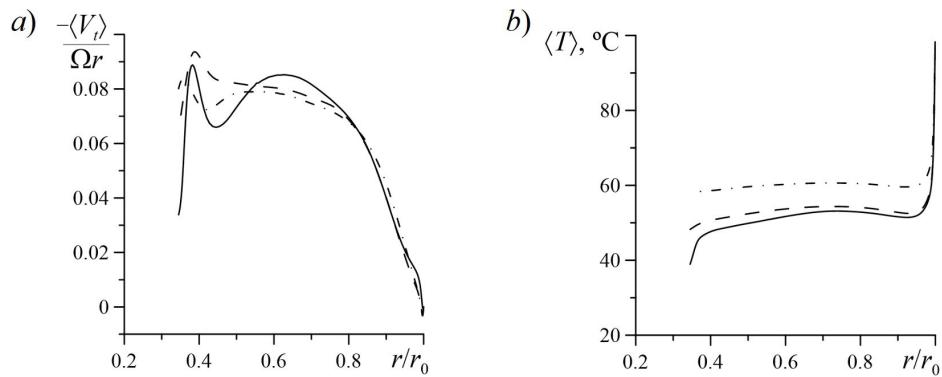


Рис. 5. Расчетные радиальные распределения осредненных тангенциальной скорости (a) и температуры (b) в среднем аксиальном сечении между дисками в полостях А (сплошная линия), В (пунктирная) и С (штрихпунктирная)

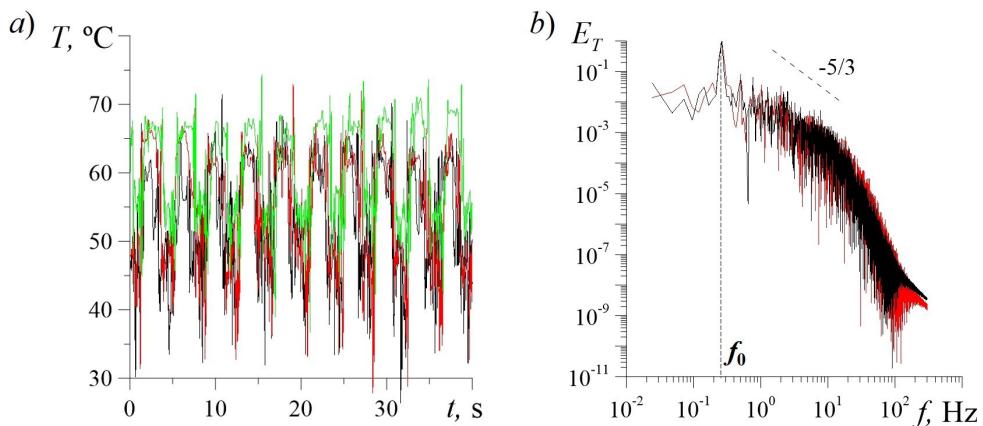


Рис. 6. Колебания во времени температуры в точках мониторинга, расположенных в центральных сечениях полостей между дисками на расстоянии $r = 0,75r_0$ от оси (a) и соответствующий энергетический спектр для точек в полостях А и В (b).

Показаны результаты вычислений для полостей А, В и С
(кривые черного, красного и зеленого цветов соответственно)

женный турбулентный характер. В целом общая структура колебаний в полостях схожа, а их амплитуда достигает 0,6 от температурного перепада. Наличие низкочастотных колебаний (с ведущей частотой $f_0 = 0,26$ Гц) отражает отмеченную выше глобальную прецессию ядра потока.

Переходя к обсуждению мелкомасштабного движения, во многом связанного с явлениями в слоях Экмана, образующихся на дисковых поверхностях, оценим, прежде всего, толщину этих слоев. Хорошо известно (см., например, монографию [3]), что характерную толщину δ «классического» слоя Экмана можно оценить как $\delta = (v/\Omega)^{0.5}$, а общая толщина слоя δ_E составляет примерно 3δ . Соответствующие оценки для рассматриваемого случая дают значения $\delta = 0,9$ мм и $\delta_E = 2,7$ мм.

Рис. 7 демонстрирует мгновенные распределения аксиальной скорости в сечениях, расположенных во второй полости вблизи дисков А1 и А2 у внешних границ слоев Экмана, выделенных по данным оценкам, а также в центральном аксиальном сечении между дисками. Как видно на рис. 7, a и b, в слоях Экмана формируются продольно ориентированные вихревые

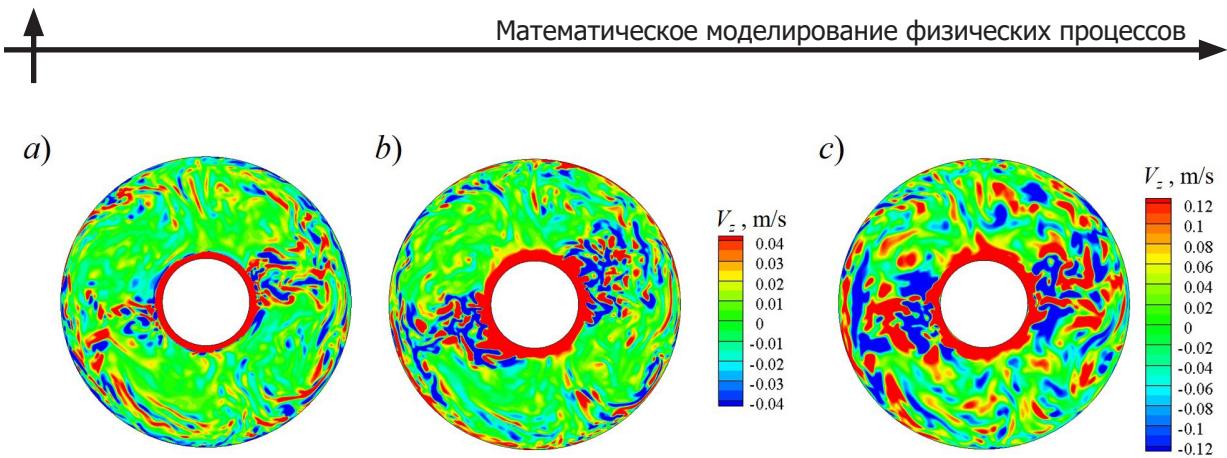


Рис. 7. Мгновенные распределения аксиальной скорости на расстояниях 2,7 мм от первого (a) и от второго (b) по потоку дисков, а также в центральном аксиальном сечении между дисками в первой полости (c)

структуры, что с очевидностью говорит о развитии гидродинамических неустойчивостей в этих слоях. Отметим, что аналогичные структуры были получены нами в недавних расчетах свободной конвекции в быстровращающейся замкнутой полости при введении приосевых стоков тепла, моделирующем теплоотводящее действие транзитного потока в исходной задаче о смешанной конвекции (см. работу [16]). На данный момент можно лишь предположить, что в условиях неизотермичности слоя Экмана эти структуры выступают своего рода «затравкой» для развития осевого движения среды поперек полости в виде локальных разнонаправленных потоков с интенсивностью, составляющей десятки процентов от характерных значений относительной окружной скорости и обеспечивающей эффективный обмен теплом между экмановскими слоями и ядром потока. Глубокое проникновение в существование этого вопроса требует специальных обстоятельных исследований.

На рис. 8 приведены осредненные по времени и окружному направлению поля температуры в меридиональном сечении рассматриваемой системы полостей. Видно, что имеет место существенный рост температуры транзитного потока по мере последовательного прохождения через полости. Значения прироста среднемассовой температуры после прохождения полостей А, В и С составляют 13,1, 12,9 и 9,6 °C, соответственно. Таким образом, значения температурного фактора ε_T для трех включенных в систему полостей различны и составляют: $\varepsilon_{T,A} = \varepsilon_{T,in} = 0,27$; $\varepsilon_{T,B} = 0,21$; $\varepsilon_{T,C} = 0,17$ (при оценках величин $\varepsilon_{T,B}$ и $\varepsilon_{T,C}$ характерный перепад температуры ΔT и значения коэффициента объемного расширения β вычислялись по среднемассовой температуре на входе в соответствующую полость).

Табл. 3 содержит расчетные данные по тепловой мощности, снимаемой с дисковых (величины Q_1 и Q_2) и внешней цилиндрической (Q_3) поверхностей каждой из полостей. В последнем столбце табл. 3 приведены значения суммарного теплосъема Q_{Σ} со стенок полости. Примечательно, что суммарное количество тепла, отводимое в единицу времени от стенок второй полости, близко к величине, предсказываемой для первой, при том, что во вторую полость входит поток, уже прогретый (на 13,1 °C) относительно условий входа в первую полость. Скорее всего, этот, несколько неожиданный, результат обусловлен тем, что транзитный поток, входящий во вторую полость, сильно турбулизован, в то время как на входе в первую полость турбулентные образования (при принятых граничных условиях) практически отсутствуют. Со стенок третьей полости, как и ожидалось, снимается уже существенно меньшее количество тепла.

Другой интересный результат заключается в выравнивании интегрального теплосъема с дисков, образующих полость, по мере перехода от полости А к полости В, и далее – к поло-

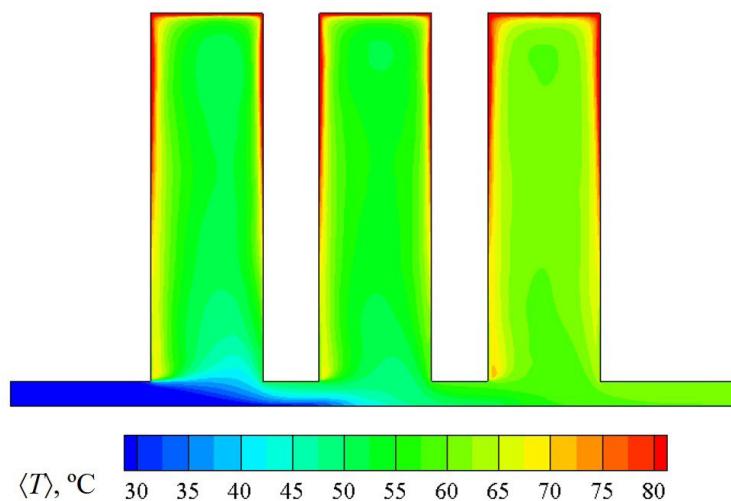


Рис. 8. Расчетное поле осредненной температуры в меридиональном сечении системы

Таблица 3

**Расчетные данные по интегральной тепловой мощности (Вт),
снимаемой с поверхностей полостей**

Полость	Q_1	Q_2	Q_3	Q_{Σ}
A	54,4	84,7	79,7	218,8
B	61,4	71,8	81,9	215,1
C	46,3	48,6	65,1	160,0

О б о з н а ч е н и я: Q_1 , Q_2 – мощности, снимаемые с дисковых поверхностей; Q_3 – мощность, снимаемая с внешней цилиндрической поверхности; Q_{Σ} – значения суммарного теплосъема со стенок полости.

сти С. Различие величин Q_1 и Q_2 для первой полости составляет 22 % (относительно среднего значения), и снижается до 2,5 % для третьей полости.

Обращаясь к расчетным результатам для локальной интенсивности теплоотдачи, отметим, прежде всего, что локальное число Нуссельта на поверхности дисков было рассчитано на основании перепада температуры между локальным значением на стенке и среднемассовым значением на входе в полость, индивидуальным для каждой полости.

На рис. 9 приведены рассчитанные радиальные, осредненные по времени и окружной координате, распределения локального числа Нуссельта по поверхностям всех шести дисков в сравнении с данными экспериментов для одиночной полости [5].

Локальные значения числа Nu, предсказанные для первой полости, вполне удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, особенно с учетом значительного разброса последних. Наибольшие отличия от эксперимента наблюдаются для первого по потоку диска, где на малых радиусах предсказывается участок «отрицательной» теплоотдачи, отсутствующий в опытных данных.

Можно видеть также, что отмеченные ранее различия в условиях на входных границах полостей оказывают заметное влияние на результаты расчетов. Сильная турбулизованность транзитного потока, поступающего во вторую и третью полости, способствует росту нормированной теплоотдачи с дисковых поверхностей на средних и больших радиусах. Понижение

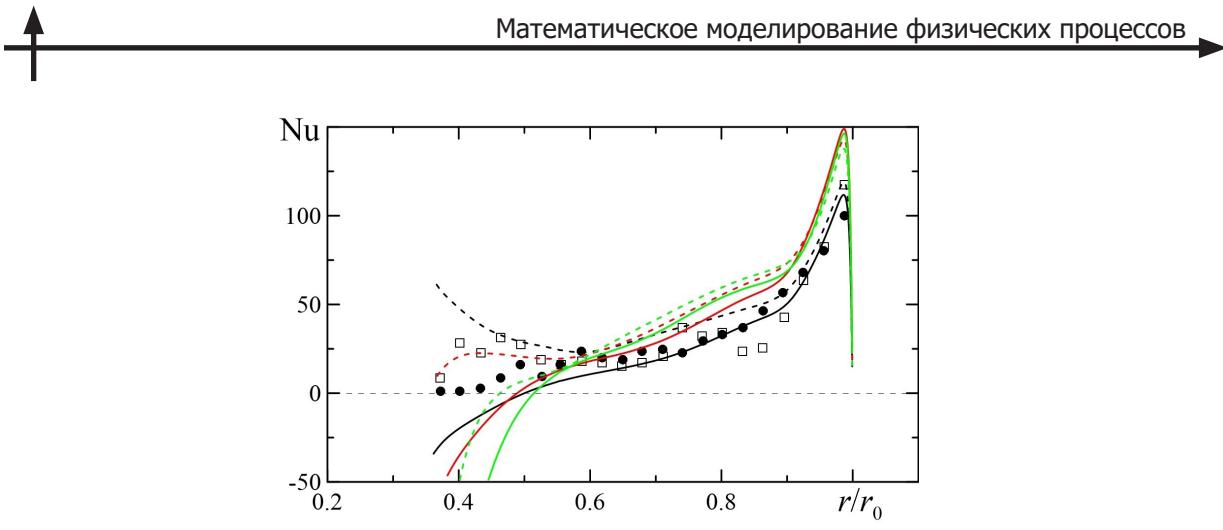


Рис. 9. Сравнение расчетных радиальных изменений локального числа Нуссельта Nu на поверхностях дисков (линии) с экспериментальными данными [5] (символы).

Показаны результаты вычислений для полостей А, В и С (кривые черного, красного и зеленого цветов соответственно; сплошные линии – для А1, В1 и С1, пунктиры – для А2, В2 и С2). Отображение экспериментальных данных идентично приведенному на рис. 2

температурного фактора для конвекции, которая развивается в третьей полости, особенно сказывается на утолщении приповерхностного температурного слоя у диска С1 (это отчетливо видно из представленного на рис. 8 температурного поля) и появлению зоны «отрицательной» теплоотдачи, все более существенной по протяженности.

Заключение

В настоящей работе проведено на основе вихреразрешающего подхода ILES, на подробной расчетной сетке (размерность 17 млн. ячеек), численное моделирование турбулентной смешанной конвекции в многоступенчатой системе из трех быстровращающихся кольцевых полостей, обогреваемых со стороны дисковых поверхностей и с периферии и охлаждаемых транзитным потоком воздуха, который протекает по узкому приосевому кольцевому каналу.

Предсказана не наблюдавшаяся ранее в расчетах данной направленности крупномасштабная структура течения, формирующаяся в полостях с глобальным антициклоническим вихрем, который окружает транзитный поток, и циклоническими вихрями, которые локализованы на больших радиусах. Представляется, что правильное описание в расчетах динамики крупномасштабных вихрей в сочетании с воспроизведением мелкомасштабных структур, отвечающих за теплообмен между придисковыми слоями и ядром потока, стало одной из ключевых причин полученного удовлетворительного согласия с опытными данными. Важным результатом является также установление факта высокой чувствительности характеристик теплоотдачи к условиям на входе в полость.

Исследования по проблеме, продолжающиеся в настоящее время, нацелены на дальнейшую отработку вихреразрешающей методики расчета течений данного класса, обладающих повышенной сложностью. Указанная методика претендует на получение достоверных и воспроизводимых результатов. Новые расчеты предполагается провести на основе модели скимаемого газа для системы из двух-трех полостей с варьированием динамических и температурных условий на входе в полость, включая задание входной «синтетической» турбулентности.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта «Вихреразрешающее моделирование свободной и смешанной конвекции в быстровращающихся кольцевых полостях» № 20-08-01090.

Результаты расчета получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра СПбПУ (<https://scc.spbstu.ru>).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Farthing P.R., Long C.A., Owen J.M., Pincombe J.R.** Rotating cavity with axial throughflow of cooling air: Flow structure // *J. Turbomach.* 1992. Vol. 114. No. 1. Pp. 237–246.
2. **Long C.A.** Disk heat transfer in a rotating cavity with an axial throughflow of cooling air // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 1994. Vol. 15. No. 4. Pp. 307–316.
3. **Owen J.M., Rogers R.H.** Flow and heat transfer in rotating-disk systems. Vol. 2: Rotating cavities. New York: John Wiley & Sons, 1995. 295 p.
4. **Harmand S., Pelle J., Poncet S., Shevchuk I.V.** Review of fluid flow and convective heat transfer within rotating disk cavities with impinging jet // *Int. J. Thermal Sciences.* 2013. Vol. 67. No. 1. Pp. 1–30.
5. **Bohn D., Deutsch G., Simon B., Burkhardt C.** Flow visualization in a rotating cavity with axial throughflow // *Proc. ASME Turbo Expo 2000*, May 8–11, 2000, Munich, Germany. Paper No. GT2000-280. 8 p.
6. **Jackson R.W., Luberti D., Tang H., Pountney O.J., Scobie J.A., Sangan C.M., Owen J.M., Lock G.D.** Measurement and analysis of buoyancy-induced heat transfer in aero-engine compressor rotor // *J. Eng. Gas Turbines Power.* 2021. Vol. 143. No. 6. P. 061004.
7. **Bohn D.E., Bouzidi F., Burkhardt C., Kitanina E.E., Ris V.V., Smirnov E.M., Wolff M.W.** Numerical and experimental investigations of the air flow and heat transfer in rotating cavities // *Proc. 9th Int. Symp. on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*; February 10–14, 2002, Honolulu, Hawaii. Paper No. 2002.02.10-14. 8 p.
8. **Kitanina E.E., Ris V.V., Smirnov E.M., Goryachev V.D.** Numerical visualization technique for field processing of unsteady natural convection in rotating cavities // *Proc. Eurotherm Seminar 71*; October 28–30, 2002, Reims, France. Pp. 275–280.
9. **Bohn D., Ren J., Tuemmers C.** Investigation of the unstable flow structure in a rotating cavity // *Proc. ASME Turbo Expo 2006*; 8–11 May, 2006, Barcelona, Spain. Paper No. GT2006-90494. 10 p.
10. **Smirnov E.M.** Recent advances in numerical simulation of 3D unsteady convection controlled by buoyancy and rotation // *Proc. 12th International Heat Transfer Conference*; August 18–23, 2002, Grenoble, France. 12 p.
11. **Abramov A.G., Zaitsev D.K., Smirnov E.M., Smirnovsky A.A.** An experience in eddy resolving simulation of mixed convection in a rotating annular cavity with one heated disk and axial throughflow // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2020. Vol. 1683. P. 022089.
12. **Абрамов А.Г., Смирнов С.И., Китанина Е.Э., Смирнов Е.М.** Нестационарные вихревые структуры, формирующиеся в нагреваемой быстровращающейся кольцевой полости с транзитным осевым потоком охлаждающего воздуха // *Пермские гидродинамические научные чтения. Материалы VII Всероссийской конференции с международным участием, посвященной памяти профессоров Г.З. Гершуни, Е.М. Жуховицкого и Д.В. Любимова.* Пермь: Пермский государственный национальный исследовательский университет, 2020. С. 28–37.
13. **Smirnov S.I., Abramov A.G., Kitanina E.E., Smirnov E.M.** Numerical study of turbulent mixed convection in a rotating inter-disk cavity with axial throughflow of cooling air // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2021. Vol. 1809. P. 012013.
14. **Quan Y., Han D., Xu G., Wen J., Luo X.** Convective heat transfer of a rotating multi-stage cavity with axial throughflow // *Int. J. Heat Mass Transf.* 2018. Vol. 119. April. Pp. 117–127.
15. **Owen J.M., Powell J.** Buoyancy-induced flow in a heated rotating cavity // *J. Eng. Gas Turbines Power.* 2006. Vol. 128. No. 1. Pp. 128–134.
16. **Smirnov S.I., Smirnov E.M., Kolesnik E.V.** Structure of turbulent natural convection in a heated rapidly rotating inter-disk cavity with near-axis heat sinks // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2021. Vol. 1959. P. 012045.



Статья поступила в редакцию 29.06.2021, принята к публикации 26.07.2021.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

СМИРНОВ Евгений Михайлович – доктор физико-математических наук, профессор Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики, главный научный сотрудник Научно-исследовательской лаборатории гидроаэродинамики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
smirnov_em@spbstu.ru

СМИРНОВ Сергей Игоревич – кандидат физико-математических наук, инженер Научно-образовательного центра «Компьютерные технологии в аэродинамике и теплотехнике» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
sergeysmirnov92@mail.ru

АБРАМОВ Алексей Геннадьевич – кандидат физико-математических наук, доцент Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
abramov_ag@spbstu.ru

ГАЛАЕВ Сергей Александрович – кандидат технических наук, доцент Высшей школы прикладной математики и вычислительной физики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

195251, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
galaev@spbstu.ru

REFERENCES

1. Farthing P.R., Long C.A., Owen J.M., Pincombe J.R., Rotating cavity with axial throughflow of cooling air: Flow structure, *J. Turbomach.* 114 (1) (1992) 237–246.
2. Long C.A., Disk heat transfer in a rotating cavity with an axial throughflow of cooling air, *Int. J. Heat Fluid Flow.* 15 (4) (1994) 307–316.
3. Owen J.M., Rogers R.H., *Flow and heat transfer in rotating-disk systems*, Vol. 2: Rotating cavities, John Wiley & Sons, New York, 1995.
4. Harmand S., Pelle J., Poncet S., Shevchuk I.V., Review of fluid flow and convective heat transfer within rotating disk cavities with impinging jet, *Int. J. Thermal Sciences.* 67 (1) (2013) 1–30.
5. Bohn D., Deutsch G., Simon B., Burkhardt C., Flow visualization in a rotating cavity with axial throughflow, In: Proc. ASME Turbo Expo 2000, May 8–11, 2000, Munich, Germany, Paper No. GT2000-280.
6. Jackson R.W., Luberti D., Tang H., et al., Measurement and analysis of buoyancy-induced heat transfer in aero-engine compressor rotor, *J. Eng. Gas Turbines Power.* 143 (6) (2021) 061004.
7. Bohn D.E., Bouzidi F., Burkhardt C., et al., Numerical and experimental investigations of the air flow and heat transfer in rotating cavities, In: Proc. 9th Int. Symp. on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, February 10–14, 2002, Honolulu, Hawaii. Paper No. 2002.02.10-14.

8. Kitanina E.E., Ris V.V., Smirnov E.M., Goryachev V.D., Numerical visualization technique for field processing of unsteady natural convection in rotating cavities, In: Proc. Eurotherm Seminar 71, October 28–30, 2002, Reims, France (2002) 275–280.
9. Bohn D., Ren J., Tuemmers C., Investigation of the unstable flow structure in a rotating cavity, In: Proc. ASME Turbo Expo 2006, 8–11 May, 2006, Barcelona, Spain, Paper No. GT2006-90494.
10. Smirnov E.M., Recent advances in numerical simulation of 3D unsteady convection controlled by buoyancy and rotation, In.: Proc. 12th International Heat Transfer Conference, August 18–23, 2002, Grenoble, France.
11. Abramov A.G., Zaitsev D.K., Smirnov E.M., Smirnovsky A.A., An experience in eddy resolving simulation of mixed convection in a rotating annular cavity with one heated disk and axial throughflow, *J. Phys.: Conf. Ser.* 1683 (2020) 022089.
12. Abramov A.G., Smirnov S.I., Kitanina E.E., Smirnov E.M., Non-stationary vortex structures forming in a heated rapidly rotating annular cavity with axial throughflow of cooling air, In: “Perm Hydrodynamic Scientific Readings”, Proceedings of the 7th All-Russian Conference Memorized to Prof. G.Z. Gershuny, E.M. Zhukhovitskiy and D.V. Lyubimov, Perm State University, Perm (2020) 28–37 (in Russian).
13. Smirnov S.I., Abramov A.G., Kitanina E.E., Smirnov E.M., Numerical study of turbulent mixed convection in a rotating inter-disk cavity with axial throughflow of cooling air, *J. Phys.: Conf. Ser.* 1809 (2021) 012013.
14. Quan Y., Han D., Xu G., et al., Convective heat transfer of a rotating multi-stage cavity with axial throughflow, *Int. J. Heat Mass Transfer.* 119 (April) (2018) 117–127.
15. Owen J.M., Powell J., Buoyancy-induced flow in a heated rotating cavity, *J. Eng. Gas Turbines Power.* 128 (1) (2006) 128–134.
16. Smirnov S.I., Smirnov E.M., Kolesnik E.V., Structure of turbulent natural convection in a heated rapidly rotating inter-disk cavity with near-axis heat sinks, *J. Phys.: Conf. Ser.* 1959 (2021) 012045.

Received 29.06.2021, accepted 26.07.2021.

THE AUTHORS

SMIRNOV Evgeny M.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation
smirnov_em@spbstu.ru

SMIRNOV Sergei I.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation
sergeysmirnov92@mail.ru

ABRAMOV Alexey G.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation
abramov_ag@spbstu.ru

GALAEV Sergey A.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russian Federation

galaev@spbstu.ru