

# Heat Transfer and Orientation Effects in the Problem of Partially Heated Coaxial Cylinders

A.N. Kondrashov<sup>1</sup>, M.M. Goncharov<sup>1</sup>, A.A. Ogleznev<sup>2,3</sup>, I.O. Sboev<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Perm State University, Perm, 614990, Russia

<sup>2</sup> Inversion Sensor, Perm, 614000, Russia

<sup>3</sup> Perm State Technical University, Perm, 614990, Russia

ivan-sboev@yandex.ru

## Abstract

This paper reports the results of numerical simulation of a steady-state convective flow of incompressible fluid in the gap between two coaxial cylinders. We assume that only half of the inner cylinder is heated, and the external cylinder is kept at constant temperature. It has been established that the rotation of the heater through a certain angle causes the convective plume axis to deviate. This strongly affects the flow pattern and the related heat transfer process. The dependence of the position of the temperature maximum near the surface of the outer cylinder on the orientation of the heated portion of the surface of the inner cylinder is detected.

Keywords: natural convection, local heating, coaxial cylinders, steady flow.

УДК 532.5, 536.2, 536.24

# Ориентационные эффекты в задаче о теплообмене между частично нагретыми коаксиальными цилиндрами

А.Н. Кондрашов<sup>1</sup>, М.М. Гончаров<sup>1</sup>, А.А. Оглезнев<sup>2,3</sup>, И.О. Сбоев<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Пермский государственный национальный исследовательский университет,  
Россия, Пермь, 614990, Букирева, 15

<sup>2</sup> Инверсия-Сенсор, Россия, Пермь, 614990, 25 Октября, 106

<sup>3</sup> Пермский национальный исследовательский политехнический университет,  
Россия, Пермь, 614990, Комсомольский пр., 29

[ivan-sboev@yandex.ru](mailto:ivan-sboev@yandex.ru)

## Аннотация

В работе приводится описание результатов численного моделирования стационарного конвективного течения несжимаемой жидкости в зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами. Одна часть боковой поверхности внутреннего цилиндра считается теплоизолированной, другая – служит нагревателем. Внешний цилиндр поддерживается при постоянной температуре. Показано, что при повороте нагревателя отклоняется ось конвективной струи, что, в свою очередь, приводит к изменению структуры течения в зазоре и характера теплообмена в жидкости. Обнаружена зависимость положения пика температуры вблизи поверхности внешнего цилиндра от ориентации нагретого участка поверхности внутреннего цилиндра.

Ключевые слова: естественная конвекция, локальный нагрев, коаксиальные цилиндры, стационарное течение.

## 1. Введение

В практике эксплуатации высокотемпературных трубопроводов нарушение целостности участка влечет за собой финансовые потери [1] и становится причиной многих экологических проблем [2]. Иногда риску также подвергаются человеческие жизни: разрыв газопровода приводит к возникновению взрывоопасной ситуации [3], а повреждение патрубков системы кондиционирования воздуха в самолете – к перегреву салона или авиационного оборудования [4, 5]. Поэтому предприятия машиностроительной, химической и энергетической отраслей заинтересованы в решении задач скорейшего устранения возникающих утечек [6].

С целью обнаружения разного рода утечек, многие современные датчики отслеживают резкие локализованные изменения давления или температуры [7, 8]. Когда повреждается высокотемпературный трубопровод на поверхности возникает искажение температурного поля [9]. Из-за конвекции конкретная структура неоднородности определяется свойствами окружающей среды, формой и ориентацией области перегрева. Ситуация осложняется тем, что утечка может произойти в замкнутом пространстве [10]. Для правильной интерпретации показаний датчиков требуется математическая модель, способная связать структуру теплового искажения с размером и положением утечки [11].

Многочисленные исследования в области тепломассопереноса в замкнутых полостях зачастую проводятся в упрощенных постановках. Наиболее распространенной геометрией задачи выступает система протяженных цилиндрических поверхностей. Это условие, напри-

мер, позволяет сократить время расчетов, ограничиваясь исследованием характеристик течения в плоскости среза цилиндров вдали от краев. Однако, не смотря на распространенность задачи и ее сравнительную простоту, до сих пор остается открытым вопрос о структуре течения вязкой несжимаемой жидкости в зазоре, образованном поверхностями двух цилиндров, при асимметричном распределении источников тепла в системе [12, 13]. Поэтому целью настоящей работы выступает описание некоторых особенностей течения в системе из двух неоднородно нагретых коаксиальных цилиндров.

Статья содержит описание результатов численного моделирования развитого конвективного течения в зазоре между двумя горизонтальными коаксиальными цилиндрами. Рассматриваемая полость заполнена вязкой несжимаемой жидкостью с постоянными теплофизическими свойствами. Одна половина внутреннего цилиндра нагревалась, другая оставалась теплоизолированной. На поверхности внешнего цилиндра задавалась постоянная температура, причем она считалась меньше температуры нагревателя. В ходе исследования при заданном соотношении радиусов внутреннего и внешнего цилиндров рассматривалось различное направление действия гравитационного вектора и его влияние на структуру конвективного течения в зазоре.

Расчет проводился в Comsol Multiphysics 5.3а методом конечных элементов в двухмерной постановке. Проведена верификация модели на известных результатах. Получены распределения температуры и скорости в зазоре. Показано, что ориентация нагреваемой поверхности внутреннего цилиндра оказывает существенное влияние на структуру конвективного течения и связанные с ним тепловые процессы.

## 2. Математическая постановка задачи

### 2.1. Описание геометрии модели, управляющих уравнений и граничных условий

В работе численно исследуются процессы теплопередачи и структура конвективного течения, возникающие в результате действия силы тяжести на неравномерно нагретую вязкую жидкость, заполняющую пространство между поверхностями двух коаксиальных цилиндров. Длина полости во много раз превосходит радиусы обоих цилиндров, поэтому задача решается в двумерной постановке. Характеристики потока разрешаются в плоскости поперечного сечения, перпендикулярной оси цилиндров. Геометрия задачи показана на рис. 1.

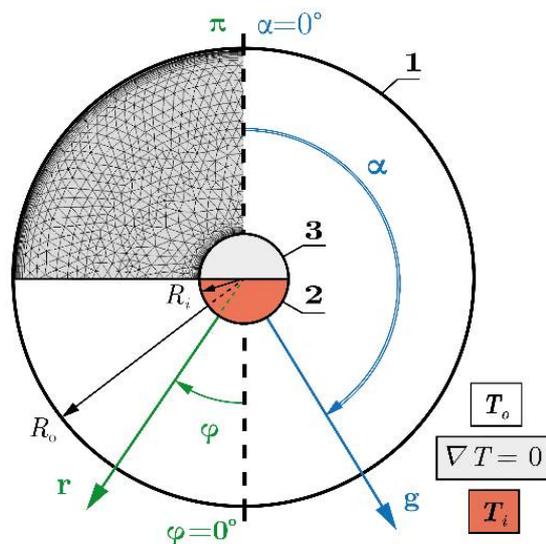


Рис. 1. Схема исследуемой полости с выбранной системой координат и фрагмент нерегулярной расчетной сетки. Значения температур  $T_0$  и  $T_i$  поддерживаются постоянными

При расчетах используется полярная система координат, в которой радиус-вектор обозначается через  $r$ , а азимутальный угол –  $\varphi$ . Начало системы координат устанавливается на оси цилиндров. Угол поворота отсчитывается от вертикали и возрастает в направлении хода часовой стрелки. Так, на рис. 1 при  $\varphi = 0^\circ$  радиус-вектор  $r$  будет направлен вниз.

Исследуемая жидкость находится в поле силы тяжести. Вектор ускорения свободного падения  $g$  ортогонален оси цилиндров. В задаче рассматривается влияние ориентационных эффектов на структуру течения, а поэтому направление действия вектора  $g$  задается углом наклона  $\alpha$  относительно  $\varphi = 0^\circ$ . Угол  $\alpha$  равносителен углу поворота нагревателя при фиксированном направлении вектора  $g$ . Для удобства восприятия будем вращать не вектор ускорения свободного падения, но саму полярную систему координат. Тогда углу  $\alpha = 0^\circ$  будет соответствовать положение нагреваемой области сверху, углу  $\alpha = 90^\circ$  – с левого бока, а угол  $\alpha = 180^\circ$  будет эквивалентен нагреву снизу.

Критерий Рейнольдса для исследуемого течения по порядку величины составляет  $10^3$ . Поэтому поток жидкости предполагается ламинарным и вязкая диссипация энергии в ходе расчетов не учитывается. Для описания установившегося течения решается система уравнений Навье – Стокса в приближении Буссинеска

$$(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{\nabla p}{\rho_0} + \nu \Delta \mathbf{u} + g\beta(T - T_0), \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

Теплообмен в системе описывается стационарным уравнением конвективного переноса

$$\rho_0 c_p \mathbf{u} \cdot \nabla (T - T_0) - \lambda \Delta (T - T_0) = 0 \quad (3)$$

В уравнениях используются следующие обозначения:  $u$  – скорость движения жидкости (м/с);  $g$  – ускорение свободного падения (м/с<sup>2</sup>);  $p, T$  – давление (Па) и температура (К) жидкости;  $\rho_0$  – плотность (кг/м<sup>3</sup>);  $\nu$  – кинематическая вязкость (м<sup>2</sup>/с);  $\beta$  – коэффициент объемного теплового расширения (1/К);  $c_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении (Дж/(кг·К)) и  $\lambda$  – теплопроводность (Вт/(м·К)). Свойства среды считаются постоянными и не изменяются с температурой.

Числовые значения параметров моделируемой жидкости приведены в табл. 1 и соответствуют свойствам воды.

Таблица 1

**Свойства исследуемой жидкости и их условные обозначения**

Плотность	$\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	998
Коэффициент теплового расширения	$\beta$ , 1/К	$0.182 \times 10^{-3}$
Удельная теплоемкость	$c_p$ , Дж/(кг·К)	4180
Коэффициент теплопроводности	$\lambda$ , Вт/(м·К)	0.598
Кинематическая вязкость	$\nu$ , м <sup>2</sup> /с	$1.01 \times 10^{-6}$

Конвективное течение организуется неравномерным подогревом боковых границ. Для этого одна из половин внутреннего цилиндра нагревается, а вторая считается теплоизолированной. На поверхности внешнего цилиндра устанавливается постоянная температура ниже температуры подогрева.

Система управляющих уравнений дополняется граничными условиями для скорости и температуры. Границы 1 и 2 на рис. 1 имеют постоянную температуру  $T_0$  и  $T_i$  соответственно.

$$T|_{r=R_0} = T_0, \quad (5)$$

$$T|_{r=R_i, \varphi \in (-\pi/2, \pi/2)} = T_i \quad (6)$$

На границе 3 задается адиабатическое условие

$$\nabla T|_{r=R_i, \varphi \in (\pi/2, 3\pi/2)} = 0 \quad (7)$$

На твердых границах задается условие прилипания

$$u|_{r=R_0} = u|_{r=R_i} = 0 \quad (8)$$

Безразмерным параметром, характеризующим интенсивность подогрева, выступает число Рэлея Ra

$$Ra = g\beta \frac{(T_i - T_0)}{\nu} \left( \frac{\rho c_p}{\lambda} \right) (R_0 - R_i)^3, \quad (9)$$

где за характерный размер принимается величина зазора между цилиндрами  $R_0 - R_i$ . Она может быть задана также аспектным соотношением  $A = R_0/R_i$ .

Интенсивность теплоотдачи в точке на боковой поверхности внутреннего цилиндра характеризуется локальным числом Нуссельта  $Nu_L$

$$Nu_L = \frac{q_c}{q_h} \quad (10)$$

Интегральная характеристика теплового потока через боковую поверхность 2 (рис. 1) в этом случае определяется глобальным числом Нуссельта  $Nu_G$

$$Nu_G = \frac{\int q_c dl}{\int_2 q_h dl} \quad (11)$$

В выражениях (10) и (11) приняты следующие обозначения:  $q_c$  – плотность теплового потока ( $Вт/м^2$ ) через нагреваемую границу внутреннего цилиндра при наличии конвекции;  $q_h$  – плотность теплового потока через нагреваемую границу в случае переноса тепла за счет теплопроводности. Каждый из тепловых потоков рассчитывается через соответствующий градиент температуры вблизи одной из поверхностей.

## 2.2. Методика численного моделирования

Численное решение системы уравнений тепловой конвекции (1), (2) и (3) в узлах нерегулярной сетки выполнено в пакете Comsol Multiphysics 5.3а методом конечных элементов. Вблизи нагревателя и в областях внешней границы для лучшего разрешения пограничного слоя плотность расчетных узлов увеличена (см. рис. 1).

Задача решалась в стационарной постановке. Для достижения заданного числа Рэлея применялся метод последовательного нелинейного повышения температуры нагревателя. Каждое предыдущее решение использовалось в качестве начального приближения для следующего. Такой подход позволил значительно сократить время расчета. Его применимость подтверждена совпадением полученных результатов с тестовыми решениями динамических задач.

Сходимость решения подтверждалась анализом поведения среднего значения удельной кинетической энергии  $\bar{\varepsilon} = \rho_0 u^2 / 2$  (Па) и глобального числа Нуссельта  $Nu_G$  при увеличении количества расчетных узлов  $N$ . Результаты параметрического исследования плотности сетки показаны на рис. 2.

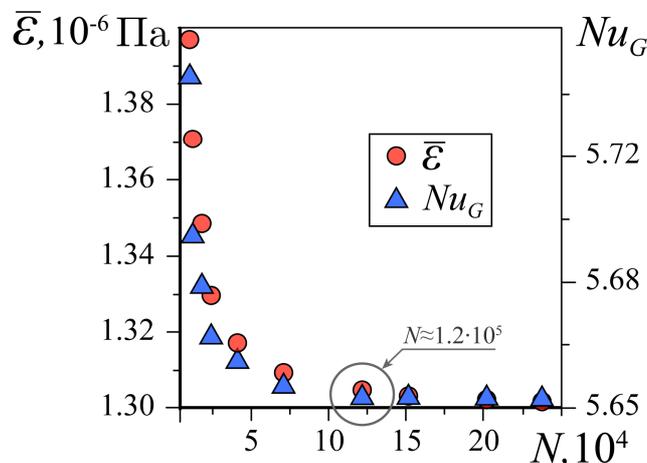


Рис. 2. Результаты параметрического исследования плотности сетки. По вертикальным осям отложены среднее значение удельной кинетической энергии  $\bar{\varepsilon}$  и безразмерная величина полного теплового потока через нагретую границу  $Nu_G$ . По горизонтальной оси отложено количество расчетных узлов  $N$

В ходе параметрического исследования моделировалось течение воды с постоянными свойствами из табл. 1. Число Прандтля выбиралось равным  $\sigma = 7$ . Радиус внутреннего цилиндра выбирался равным  $R_i = 5$  мм. Аспектное соотношение –  $A = 5$ . Угол наклона нагревателя –  $\alpha = 0^\circ$ . Температура внешнего цилиндра –  $T_0 = 300$  К. Число Рэлея для заданных параметров –  $Ra = 6 \times 10^5$ . Это эквивалентно температуре внутреннего цилиндра  $T_i = 310$  К.

Результаты показывают монотонное спадание кривых  $\bar{\varepsilon}(N)$  и  $Nu_G(N)$  до некоторого асимптотического значения. На этом основании был произведен выбор оптимальной плотности расчетной сетки. Последующие результаты будут представлены для значений  $N$  порядка  $10^5$ . Дальнейшее уплотнение сетки не оказывает существенного влияния на интегральные характеристики течения.

### 2.3. Верификация численной модели

Для верификации численной модели решалась задача о теплообмене между равномерно нагретыми коаксиальными цилиндрами. Проведено сравнение рассчитанных локальных значений числа Нуссельта  $Nu_L$  с известными из работы [14].

Для воздуха с числом Прандтля  $\sigma = 0.7$  и заданного числа Рэлея  $Ra = 1.0 \times 10^2$ , распределение локального числа Нуссельта вдоль боковой поверхности нагретого цилиндра при различном аспектном соотношении  $A$  описывается кривыми, приведенными на рис. 3.

Полученные в ходе расчетов кривые (рис. 3) демонстрируют изменение числа Нуссельта с увеличением полярного угла  $\varphi$  для разных аспектных соотношений. Так, значение аспектного соотношения  $A = 3$  отвечает теплопроводному режиму, а  $A > 3$  – конвективному. Полученные кривые с погрешностью менее 1% воспроизводят результаты работы [14]. Кроме этого, часть полученных результатов находятся в хорошем согласии с результатами исследования [15,16]. Таким образом, можно заключить, что используемая численная модель способна адекватно описывать конвективные и тепловые процессы в зазоре между частично нагретыми коаксиальными цилиндрами.

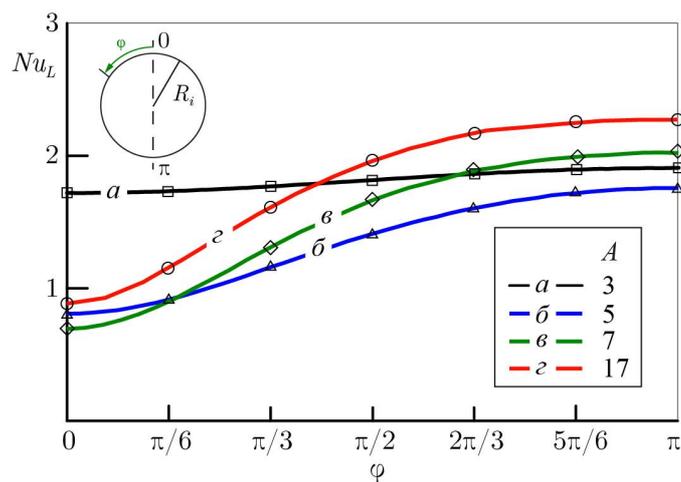


Рис. 3. Распределение локального значения числа Нуссельта  $Nu_L$  вдоль поверхности нагретого внутреннего цилиндра при различном аспектном соотношении ( $Ra = 1.0 \times 10^2$ ). В качестве рабочей среды используется воздух с числом Прандтля  $\sigma = 0.7$ . Изменение условий теплообмена вдоль поверхности нагревателя находится в полном соответствии с известными результатами, изображенными на графике точками [14]

### 3. Результаты и обсуждение

Задача о распределении скорости и температуры решается для полости с аспектным соотношением  $A=5$  при следующих значениях управляющих параметров:  $R_i = 5$  мм,  $Ra = 2 \times 10^6$ ,  $\alpha \in [0^\circ; 180^\circ]$ . При заданных геометрии полости, ориентации гравитационного вектора и свойствах жидкости, число  $Ra$  определяется разницей температур между поверхностями внутреннего и внешнего цилиндров. При выбранном числе Рэлея  $Ra = 2 \times 10^6$  достигается перепад температур 10 К. В рамках поставленной задачи исследуются структуры полей скорости и температуры в жидкости, а также их зависимость от ориентации подогреваемой области относительно внешнего гравитационного воздействия.

Структура течения зависит от направления действия  $g$ . На рис. 4 показаны изотермы и линии тока для различных углов поворота  $\alpha$ .

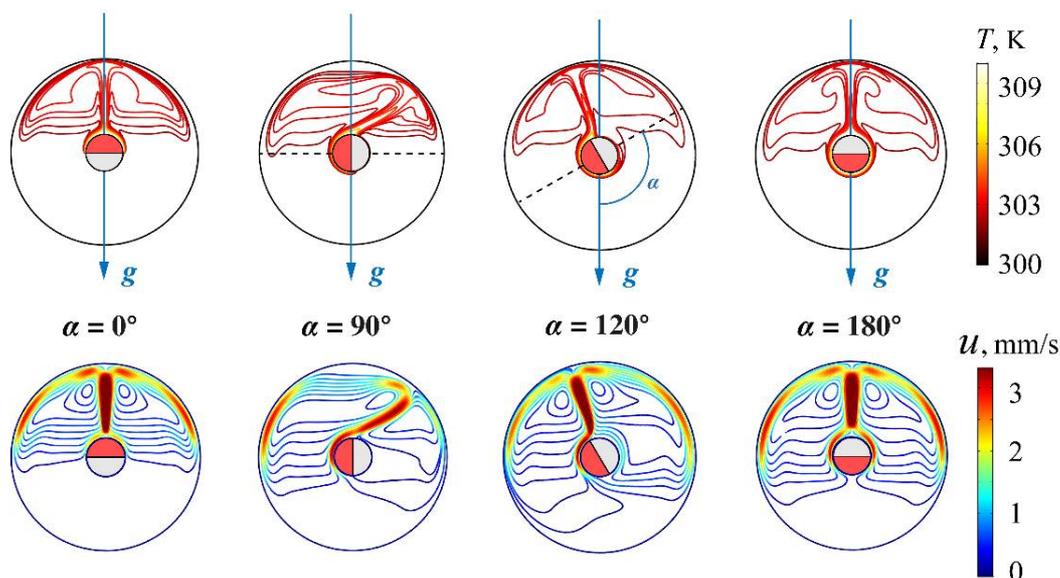


Рис. 4. Изотермы и линии тока в зазоре при естественной конвекции для различных направлений действия гравитационного поля  $\alpha = 0^\circ, 90^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ , при  $Ra = 2 \times 10^6$ ,  $R_i = 5$  мм и  $A = 5$

Углы  $\alpha = 0^\circ$  и  $\alpha = 180^\circ$  на рис. 4 равносильны вертикальному расположению нагревателя сверху или снизу соответственно. В этом случае организуется симметричное двухваликовое течение. Поднимающаяся нагретая жидкость формирует конвективную струю, а наибольшая скорость достигается в области непосредственно над нагревателем. Похожая структура наблюдается при равномерном нагреве всей поверхности внутреннего цилиндра [17, 18].

Ситуация меняется при повороте гравитационного вектора на отличные от  $0^\circ$  и  $180^\circ$  углы – симметрия нагрева жидкости нарушается. Так, в результате поворота системы на угол  $\alpha = 90^\circ$ , теплоизолированная и нагретая части внутреннего цилиндра оказываются по разные стороны от вертикальной оси. Движение жидкости вблизи нагретой половины внутреннего цилиндра интенсивней, чем со стороны теплоизолированной поверхности. В результате основной поток нагретой жидкости движется под некоторым углом к вектору  $g$ , а конвективная струя целиком помещается на стороне теплоизолированной части. Объяснить такое поведение можно инерцией теплой жидкости, разогнанной нагревателем. На стороне адиабатической стенки подъемное течение практически отсутствует. Тангенциальная составляющая скорости на полюсе внутреннего цилиндра не обращается в нуль и конвективная струя отклоняется вправо.

При дальнейшем повороте, вплоть до  $\alpha = 180^\circ$ , структура установившегося течения приобретает следующий вид: конвективная струя формируется в той части полости, где располагается больший участок нагретой поверхности. В качестве демонстрации, можно рассмотреть  $\alpha = 120^\circ$  на рис. 4. В отличие от случая бокового расположения нагреваемой стенки ( $\alpha = 90^\circ$ ), в ситуации  $\alpha = 120^\circ$  возникает слабое течение вдоль теплоизолированной границы. Его интенсивность по-прежнему существенно меньше, чем у основного потока. Быстрое течение в левой части создает область пониженного давления. В результате более медленный поток справа засасывается и вытесняет конвективную струю в противоположную сторону.

Из анализа полей скорости и температуры следует, что поворот нагревателя на некоторый угол приводит к отклонению конвективной струи от направления гравитационного вектора. Чтобы дать количественную оценку эффекта, введем угол наклона струи  $\varphi_M$  как азимутальную координату пика температуры в области изотермической поверхности внешнего цилиндра. В общем случае, на рассматриваемой поверхности плотность потока тепла  $q$  является функцией радиальной и азимутальной координат

$$q(r, \varphi) = -\lambda \nabla T \quad (12)$$

Однако на поверхности внутреннего цилиндра плотность теплового потока всюду нормальна к границе и имеет только радиальную компоненту. Поэтому полный поток тепла через нагреваемую область может быть выражен как

$$Q = \int_2 q(R_i) dl = 1.67(T_i - T_0) \quad (13)$$

Тестовые расчеты показали, что найденная величина  $Q$  с точностью до трех значащих цифр совпадает с рассчитанной численно для адиабатического условия на границе 3 (см. рис. 1). Таким образом, за локальную плотность потока принимается величина  $q = Q/\pi R_i$ . Величину безразмерного теплового потока через внешнюю границу при этом можно записать в виде

$$\text{Nu}_L|_{R_0} = \frac{2\pi R_0}{1.67\lambda(T_0 - T_i)} \cdot q_0, \quad (14)$$

где через  $q_0$  обозначается плотность потока тепла через поверхность внешнего цилиндра.

На рис. 5 показана зависимость локального числа Нуссельта  $Nu_L|_{R_0}$  от азимутальной координаты  $\varphi$ . По поверхности внешнего (не нагретого) цилиндра тепловой поток распределен неравномерно. Наиболее интенсивным он оказывается в том месте, где конвективная струя упирается в стенку. Азимутальную координату этой точки примем за угол отклонения струи  $\varphi_M$ .

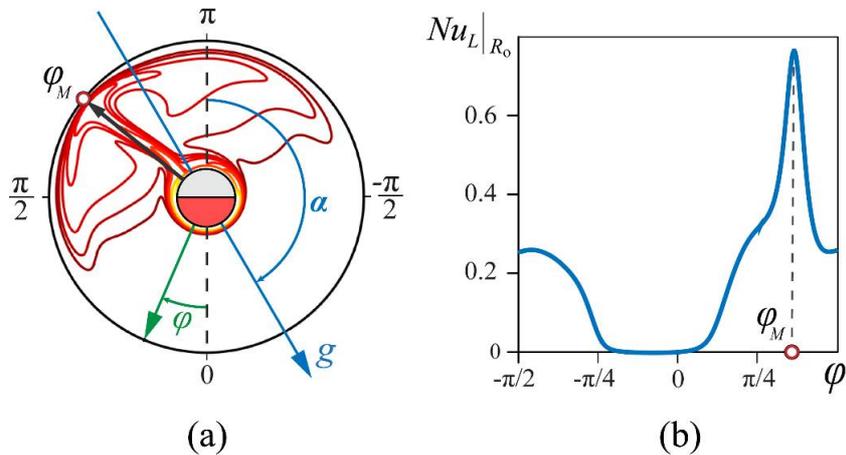


Рис. 5. а) схема течения и иллюстрация метода определения наклона оси конвективной струи для следующих параметров:  $\alpha = 150^\circ$  и  $Ra = 2 \times 10^6$ ; б) график зависимости безразмерного теплового потока через внешнюю границу  $Nu_L|_{R_0}$  от азимутальной координаты  $\varphi$ . В точке  $\varphi_M$  струя упирается во внешнюю границу, где наблюдается максимум функции  $Nu_L|_{R_0(\varphi)}$

Для иллюстрации отклонения струи на рис. 6 показано изменение координаты  $\varphi_M$  с увеличением угла гравитационного вектора  $\alpha$ .

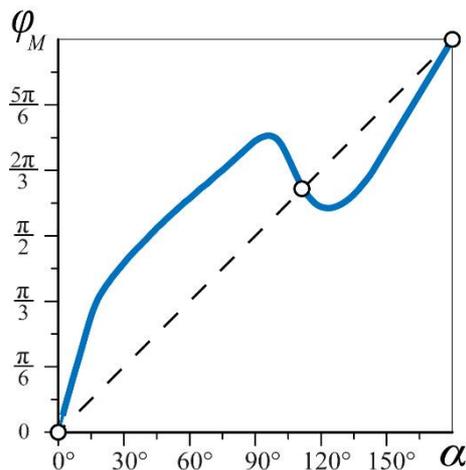


Рис. 6. Зависимость угла отклонения конвективной струи  $\varphi_M$  от угла поворота нагревателя при  $Ra = 2 \times 10^6$ . Точками на графике обозначены положения, в которых конвективная струя оказывается параллельна гравитационному вектору  $g$

Если бы конвективная струя всюду оставалась параллельна вектору  $g$ , стоило бы ожидать прямой зависимости  $\varphi_M(\alpha)$ . Такая линия проведена пунктиром на рис. 6. Однако результаты расчета показывают, что струя оказывается коллинеарна вектору  $g$  лишь в трех ситуациях: при вертикальном расположении нагревателя  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\alpha = 180^\circ$ , а также в точке

$\alpha = 112^\circ$ . По мере увеличения угла поворота, конвективная струя постепенно обгоняет нагреватель  $\varphi_M > \alpha$ , все сильнее отклоняясь в сторону теплоизолированной границы (показано на рис. 4). Затем отклонение струи уменьшается. После достижения угла  $\alpha = 112^\circ$  струя перемещается в обратную сторону. Таким образом, на основании полученных результатов расчета можно заключить, что различная ориентация нагреваемой области во внешнем гравитационном поле способна привести к организации разных конвективных структур. Каждая структура обладает собственными характеристиками теплопереноса.

#### 4. Заключение

В ходе работы исследованы процессы тепломассопереноса в зазоре между коаксиальными цилиндрами при частичном подогреве поверхности внутреннего тела. Задача решена численно в стационарной постановке в Comsol Multiphysics 5.3а.

Проведена верификация численной модели на примере известных результатов для конвекции в зазоре между изотермическими коаксиальными цилиндрами. Достигнуто совпадение собственных и известных результатов. Показано, что при различных углах поворота могут наблюдаться опережение или запаздывание конвективной струи относительно направления гравитационного вектора.

#### Литература

1. C. Hausman, L. Muehlenbachs, Price regulation and environmental externalities: Evidence from methane leaks // *Journal of the Association of Environmental and Resource Economists*. 2019. Vol. 6. No. 1. Pp. 73–109.
2. Y.-D. Jo, B.J. Ahn, Analysis of hazard areas associated with high-pressure natural gas pipelines // *Journal of Loss Prevention in the Process industries*. 2002. Vol. 15 No. 3. Pp. 179–188.
3. S. Shin, G. Lee, U. Ahmed, Y. Lee, J. Na, C. Han, Risk-based underground pipeline safety management considering corrosion effect // *Journal of hazardous materials*. 2018. Vol. 342. Pp. 279–289.
4. D. Moore, D. Newport, V. Egan, V. Lacarac, Ventilation and internal structure effects on naturally induced flows in a static aircraft wing // *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol. 32. Pp. 49–58.
5. C. Butler, Aircraft crown compartment thermal management: the influence of internal heat dissipating elements. PhD Thesis. 2013. 212 p.
6. P.-S. Murvay, I. Silea, A survey on gas leak detection and localization techniques // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2012. Vol. 25. No. 6. Pp. 966–973.
7. M. Niklès, B. H. Vogel, F. Briffod, S. Grosswig, F. Sauser, S. Luebbecke, A. Bals, T. Pfeiffer, Leakage detection using fiber optics distributed temperature monitoring, in: *Smart Structures and Materials 2004: Smart Sensor Technology and Measurement Systems* // *International Society for Optics and Photonics*. 2004. Vol. 5384. Pp. 18–26.
8. A.E. Khalifa, Pressure variation and effective sensing zone around small leaks inside water pipelines for reliable leak detection // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2017. Vol. 231. No. 3. Pp. 590–599.
9. M. Nikles, Long-distance fiber optic sensing solutions for pipeline leakage, intrusion, and ground movement detection, in: *Fiber optic sensors and applications VI* // *International Society for Optics and Photonics*. 2009. Vol. 7316. Pp. 731602.
10. Mohitpour M., Golshan H., Murray A. *Natural Gas Transmission* // *Pipeline Design & Construction: A Practical Approach, Third Edition*. ASME press. 2007.
11. Rad A., Rashtchian D., Ahmadi M.H.E. Optimum placement of gas detectors considering voting strategy with different detection set points // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2018. Vol. 55. Pp. 53–60.

12. D. Angeli, G. Barozzi, M. Collins, O. Kamiyo, A critical review of buoyancy-induced flow transitions in horizontal annuli // *International Journal of Thermal Sciences*. 2010. Vol. 49. No. 12. 2231–2241.
13. Ş.Ö. Atayılmaz, İ. Teke, Experimental and numerical study of the natural convection from a heated horizontal cylinder wrapped with a layer of textile material // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 37. No. 1. Pp. 58–67.
14. T.H. Kuehn, R.J. Goldstein, A parametric study of Prandtl number and diameter ratio effects on natural convection heat transfer in horizontal cylindrical annuli // *Journal of Heat Transfer*. 1980. Vol. 102. No. 4. Pp. 768–770.
15. T.H. Kuehn, R.J. Goldstein, An experimental study of natural convection heat transfer in concentric and eccentric horizontal cylindrical annuli // *Journal of Heat Transfer*. 1978. Vol. 100. No. 4. Pp. 635–640.
16. I.O. Sboev, A.N. Kondrashov, K.A. Rybkin, L.N. Burkova, M.M. Goncharov, The weight loss effect of heated inner cylinder by free convection in horizontal cylindrical enclosure // *Microgravity Science and Technology*. 2018. Vol. 30. No. 4. Pp. 369–375.
17. C. Cho, K. S. Chang, K. Park, Numerical simulation of natural convection in concentric and eccentric horizontal cylindrical annuli // *Journal of Heat transfer*. 1982. Vol. 104. No. 4. Pp. 624–630.
18. A. Shadlaghani, M. Farzaneh, M. Shahabadi, M.R. Tavakoli, M.R. Safaei, I. Mazinani, Numerical investigation of serrated fins on natural convection from concentric and eccentric annuli with different cross sections // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2018. Pp. 1–14.

Статья поступила в редакцию 14 октября 2019 г.