

УДК 536.2  
PACS 47.55.pb

## Естественная конвекция в замкнутой полости с реберной структурой при наличии неравномерного температурного профиля на вертикальной стенке

Лэ Суан Хоанг Кхоа<sup>1†</sup>, М. А. Шеремет<sup>1,2‡</sup>

<sup>1</sup>Томский политехнический университет, Томск, Россия

<sup>2</sup>Томский государственный университет, Томск, Россия

<sup>†</sup>email: lexuanhoangkhoa@gmail.com

<sup>‡</sup>email: sheremet@math.tsu.ru

Развитие энергетического приборостроения, электронной отрасли и энергетики в целом неразрывно связано с интенсификацией тепломассообменных процессов, протекающих в базовых узлах и агрегатах энергетических систем. Одним из подходов к решению такой задачи является создание развитой поверхности теплообмена за счет введения реберной структуры или пористых вставок. Данная работа посвящена математическому моделированию естественной конвекции в замкнутой полости при наличии реберной структуры и неравномерного профиля температуры на одной из вертикальных стенок. Определяющие дифференциальные уравнения в частных производных, записанные в безразмерных преобразованных переменных «функция тока – завихренность скорости – температура» на основе приближения Буссинеска, совместно с начальными и граничными условиями реализованы численно на основе метода конечных разностей. Разработанная вычислительная модель была протестирована на множестве сеток, а также верифицирована путем сравнения полученных результатов при решении модельных задач с данными других авторов. Численные исследования нестационарных режимов естественной конвекции жидкости с переменной температурой на левой стенке в замкнутой полости при наличии реберной структуры были проведены при следующих значениях безразмерных параметров:  $Pr = 0.71$ ,  $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ , а количество ребер варьировалось от одного до трех. Все распределения изолиний функции тока и температуры, а также зависимости среднего числа Нуссельта и интенсивности конвективного течения внутри полости от определяющих параметров были получены в стационарном режиме, когда наблюдается установление картины течения и теплопереноса. В результате анализа установлено, что введение твердых ребер позволяет интенсифицировать теплообмен при малых числах Рэлея, а при  $Ra \geq 10^3$  наблюдается ослабление конвективного механизма переноса энергии. Также повышение коэффициента теплопроводности материала ребер характеризует рост интенсивности теплообмена.

**Ключевые слова:** естественная конвекция; твердые ребра; неравномерный нагрев; замкнутая полость; интенсификация теплообмена

*Поступила в редакцию 26.10.2021; после рецензии 02.11.2021; принята к опубликованию 08.11.2021*

# Natural convection in an enclosure with fins in the presence of non-uniform temperature profile at vertical wall

Le Xuan Hoang Khoa<sup>1†</sup>, Mikhail A. Sheremet<sup>1,2‡</sup>

<sup>1</sup>Tomsk Polytechnic University, Lenin Avenue 30, 634050, Tomsk

<sup>2</sup>Tomsk State University, Lenin Avenue 36, 634050, Tomsk

<sup>†</sup>email: lexuanhoangkhoa@gmail.com

<sup>‡</sup>email: sheremet@math.tsu.ru

The development of energy instrumentation, electronic industry and energy in general is inextricably linked with the intensification of heat and mass transfer occurring in the base units and aggregates of energy systems. One of the approaches to solving this problem is to create an extended heat transfer surface by introducing a rib structure or porous inserts. This work is devoted to mathematical modeling of natural convection in an enclosure in the presence of a rib structure and non-uniform temperature profile on one of the vertical walls. The governing partial differential equations written using dimensionless non-primitive variables “stream function – vorticity – temperature” based on the Boussinesq approximation, in combination with initial and boundary conditions, have been worked out on the basis of the finite difference method. The developed computational model was verified using the mesh independence test and benchmark problems solved by other authors. Numerical investigations of unsteady natural convection of viscous fluid in a cavity with a variable temperature on the left wall under an influence of a rib structure have been carried out for the following values of governing parameters:  $Pr = 0.71$ ,  $10^3 < Ra < 10^6$ , and the number of ribs varied from one to three. Distributions of streamlines and isotherms, as well as the dependences of the average Nusselt number and average cavity temperature, were obtained for a steady mode. As a result of the analysis, it has been found that the addition of solid ribs allows to enhance the heat transfer for low Rayleigh numbers, while for  $Ra \geq 10^5$  one can find an attenuation of convective heat transfer. A growth of the fins heat conductivity characterizes the heat transfer enhancement.

**Keywords:** natural convection; solid fins; non-uniform wall heating; closed cavity; heat transfer enhancement

Received 26.10.2021; revised 02.11.2021; accepted 08.11.2021

doi: 10.17072/1994-3598-2021-4-30-38

## 1. Введение

Актуальной проблемой теории транспортных процессов в движущихся средах является интенсификация конвективного теплопереноса [1–3]. Решение этой проблемы связано или с использованием новых рабочих сред (наножидкости, не-ньютоновские соединения) [1, 2, 4], или с включением развитой поверхности теплообмена [5]. Последнее может быть реализовано за счет введения реберной структуры [5], пористых вставок [6] или шероховатостей поверхности [7, 8]. Также следует отметить, что неоднородный нагрев поверхности (сочетание, например, изотермических и адиабатических участков) [9, 10] может рассматриваться в роли дополнительного механизма интенсификации конвективного теплопереноса внутри полости.

Наиболее подробно применение реберной структуры для интенсификации конвективного

теплопереноса было проанализировано для режимов вынужденной и смешанной конвекции в каналах [11–14]. Так, например, авторы [11] провели численный анализ смешанной конвекции в пространственном горизонтальном канале при наличии реберной структуры различной ориентации. Исследования были реализованы с использованием разработанного вычислительного кода, основанного на методе контрольного объема. В результате показана возможность интенсификации теплообмена на 40–50% в случае ламинарного течения и на 15–20% в случае турбулентного течения, когда стандартные ребра заменены наклонными ребрами. В исследовании [12] реализовано математическое моделирование вынужденной конвекции в горизонтальном канале при наличии теплопроводного ребра, расположенного на нижней стенке. На основе преобразованных переменных «функция тока – завихренность» авторы установили параметры, отражающие интенсификацию

теплообмена внутри канала. Численный и экспериментальный анализ турбулентной вынужденной конвекции в плоском канале при наличии реберной системы проведен в [13]. Авторы показали, что увеличение расстояния между ребрами проявляется в интенсификации теплообмена.

В свою очередь, анализ влияния реберной структуры на интенсивность теплопереноса внутри замкнутых областей проводился не так подробно [15–18]. Так, в работе [15] численно и экспериментально проанализирован стационарный режим естественной конвекции в замкнутой дифференциально-обогреваемой кубической полости при наличии тонкого теплопроводного ребра. Авторы показали, что ведение твердого ребра подавляет конвективный теплоперенос внутри полости. Результаты исследования влияния пористых ребер на естественную конвекцию наножидкости внутри дифференциально-обогреваемой квадратной полости приведены в [16]. Установлено, что при добавлении пористых ребер высокой проницаемости наблюдается интенсификация теплообмена в полости. При этом малая концентрация наночастиц также способствует повышению среднего числа Нуссельта в случае слабоинтенсивной конвекции. Также детальное исследование по влиянию пористых и твердых ребер на интенсивность теплопереноса в наклонной прямоугольной полости проведено в [17]. Авторы отметили преимущества пористых ребер над твердыми теплопроводными вставками.

Представленный краткий обзор литературы показывает, что основное внимание в исследованиях уделяется режимам вынужденной и смешанной конвекции в различных каналах при наличии реберной структуры. Работ, посвященных анализу влияния ребер на режимы естественной конвекции в замкнутых областях, не так много. При этом большая часть этих исследований ориентирована на изучение режимов естественной конвекции в дифференциально-обогреваемых областях. Известно, что с практической точки зрения температура теплонагруженных элементов не всегда характеризуется постоянным значением, а чаще определяется некоторым неравномерным профилем, влияние которого необходимо учитывать. Целью настоящей работы является математическое моделирование естественной конвекции в замкнутой полости с твердыми горизонтальными ребрами на стенке с неравномерным профилем температуры.

## 2. Математическая постановка

Область решения, представляющая собой квадратную полость с твердыми бесконечно тонкими непроницаемыми стенками размера  $L$ , изображена на рис. 1. Верхняя и нижняя стенки считаются теплоизолированными. На левой стенке поддержива-

ется температура, которая является функцией вертикальной координаты

$T_w(\bar{y}) = 0.5(T_h - T_c)\{1 + \sin(\pi \bar{y}/L)\} + T_c$ , а на правой стенке – постоянная температура  $T_c$ . Сила тяжести направлена вертикально вниз по оси  $\bar{y}$ . На левой стенке устанавливаются одинаковые твердые ребра, имеющие толщину  $h$ , длину  $l$  и коэффициент теплопроводности  $\lambda_r$ . Ребра расположены равномерно по высоте области.

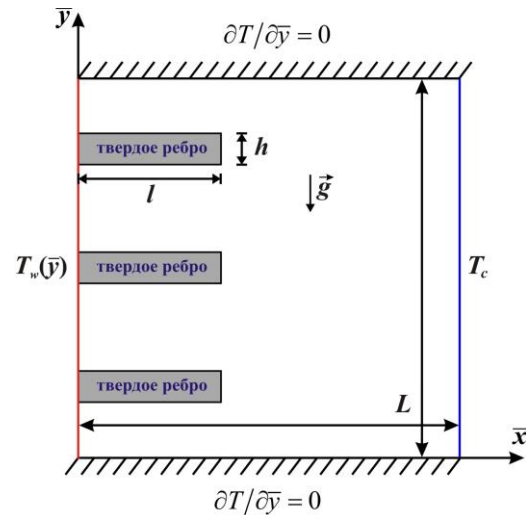


Рис. 1. Область решения

Математическая модель строится на основе безразмерных переменных «функция тока – завихренность – температура» с учетом приближения Буссинеска. Использование такого подхода позволяет исключить из уравнений поле давления. Функция тока и завихренность вводятся следующим образом: функция тока –  $(\bar{u} = \partial \bar{\psi} / \partial \bar{y}, \bar{v} = -\partial \bar{\psi} / \partial \bar{x})$ , завихренность –  $(\bar{\omega} = \text{rot}_z \bar{V} = \partial \bar{v} / \partial \bar{x} - \partial \bar{u} / \partial \bar{y})$ . Тогда систему уравнений, описывающую теплоперенос в рассматриваемой области, можно записать в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial \bar{y}^2} = -\bar{\omega}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \tau} + \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \bar{y}} \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \bar{x}} - \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \bar{x}} \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \bar{y}} = \\ = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left( \frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial \bar{y}^2} \right) + \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}}, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \tau} + \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \bar{y}} \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}} - \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \bar{x}} \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\sqrt{Pr \cdot Ra}} \left( \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{y}^2} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \tau} = \frac{\Lambda}{\sqrt{Pr \cdot Ra}} \left( \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{y}^2} \right). \quad (4)$$

Здесь  $x, y$  – безразмерные координаты декартовой системы;  $\tau$  – безразмерное время;  $\psi$  – безразмерная

функция тока;  $\omega$  – безразмерная завихренность;  $\theta = (T - T_c)/(T_h - T_c)$  – безразмерная температура;  $Ra = g\beta\Delta T L^3 / (\nu\alpha_f)$  – число Рэлея;  $Pr = \nu/\alpha_f$  – число Прандтля;  $\Delta T = T_h - T_c$  – температурный напор;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;  $A = \alpha_s/\alpha_f$  – относительный коэффициент теплопроводности;  $\alpha_f$  – коэффициент теплопроводности жидкости;  $\alpha_s$  – коэффициент теплопроводности материала ребер;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\beta$  – термический коэффициент объемного расширения.

Безразмерные начальные и граничные условия для системы уравнений (1)–(4) имеют вид:

$$\tau = 0 \rightarrow \psi = \omega = 0, \theta = 0$$

$$\tau > 0 \rightarrow$$

$$x = 0, 0 \leq y \leq 1:$$

$$\psi = 0, \frac{\partial\psi}{\partial x} = 0, \theta = 0.5\{1 + \sin(\pi y)\},$$

$$x = 1, 0 \leq y \leq 1:$$

$$\psi = 0, \frac{\partial\psi}{\partial x} = 0, \theta = 0,$$

$$y = 0, y = 1, 0 \leq x \leq 1:$$

$$\psi = 0, \frac{\partial\psi}{\partial y} = 0, \frac{\partial\theta}{\partial y} = 0,$$

на поверхности ребер выполняется

$$\begin{cases} \psi = 0, \\ \frac{\partial\psi}{\partial n} = 0, \\ \theta_s = \theta_f, \\ \frac{\partial\theta_f}{\partial n} = \lambda \frac{\partial\theta_s}{\partial n}. \end{cases}$$

Здесь  $\lambda = \lambda_s/\lambda_f$  – относительный коэффициент теплопроводности.

Решение сформулированной краевой задачи (1)–(4) с соответствующими начальными и граничными условиями проведено методом конечных разностей на равномерной сетке [19–21]. Все производные второго порядка были аппроксимированы центральными разностями, для дискретизации производной по времени использовалась конечная разность первого порядка точности. Дискретное уравнение Пуассона для функции тока было решено методом последовательной верхней релаксации. Уравнения дисперсии завихренности и энергии разрешались с использованием локально-одномерной схемы А. А. Самарского. Конвективные слагаемые были аппроксимированы с использованием монотонной аппроксимации А. А. Самарского. Полученные системы линейных алгебраических уравнений решались методом трехточечной прогонки.

### 3. Верификация

Сформулированная математическая модель и разработанный вычислительный аппарат были верифицированы на модельной задаче естественной конвекции в дифференциально-обогреваемой квадратной полости [22, 23]. В табл. 1 представлены значения среднего числа Нуссельта на горячей стенке в сравнении с данными других авторов.

В качестве второй тестовой задачи рассматривалась естественная конвекция в замкнутой дифференциально обогреваемой квадратной полости с твердой вертикальной стенкой конечной толщины [23, 24]. В табл. 2 представлены значения среднего числа Нуссельта на внутренней поверхности твердой стенки в сравнении с данными других авторов.

Табл. 1. Влияние  $Ra$  на значения среднего числа Нуссельта на горячей стенке

$Ra$	Полученные результаты	Данные [22]	Данные [23]
$10^3$	1.117	1.118	–
$10^4$	2.237	2.243	2.254
$10^5$	4.510	4.519	4.616
$10^6$	9.110	9.270	8.973

Табл. 2. Влияние  $Gr$  и относительного коэффициента теплопроводности  $\lambda$  на значения среднего числа Нуссельта

$Gr$		Полученные результаты	Данные [23]	Данные [24]
$10^3$	$\lambda = 1$	0.872	0.877	0.87
	$\lambda = 5$	1.023	–	1.02
	$\lambda = 10$	1.046	–	1.04
$10^5$	$\lambda = 1$	2.116	2.082	2.08
	$\lambda = 5$	3.421	–	3.42
	$\lambda = 10$	3.781	–	3.72
$10^6$	$\lambda = 1$	3.002	2.843	2.87
	$\lambda = 5$	6.306	–	5.89
	$\lambda = 10$	6.935	–	6.81

Анализ влияния сеточных параметров проведен для случая одного ребра, занимающего центральное положение, при  $Pr = 0.71$ ,  $Ra = 10^5$ ,  $A = 0.067$ ,  $\lambda = 108$ ,  $l/L = 0.5$ ,  $h/L = 0.1$  на сетках  $50 \times 50$ ,  $100 \times 100$  и  $200 \times 200$ . Рисунок 2 иллюстрирует поведение среднего числа Нуссельта на правой стенке:

$$\left( \overline{Nu} = \int_0^1 \partial\theta/\partial x|_{x=1} dy \right)$$

и интенсивности конвективного течения внутри полости  $(|\psi|_{\max})$  с течением времени на разных сетках.

Полученные распределения отражают возможность использования равномерной сетки размерности  $100 \times 100$  элементов для проведения численных исследований.

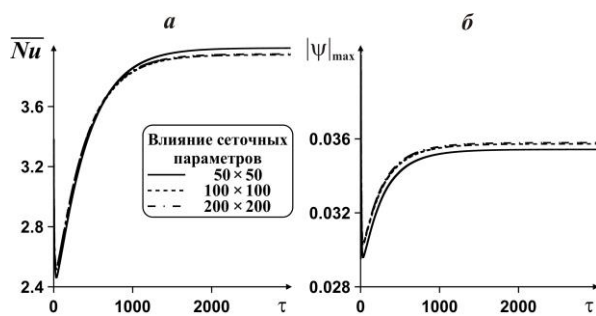


Рис. 2. Временные зависимости среднего числа Нуссельта на правой стенке (а) и интенсивности конвективного течения внутри полости (б) от сеточных параметров

#### 4. Результаты моделирования

В рамках рассматриваемой задачи естественной конвекции в замкнутой полости с реберной структурой на левой вертикальной стенке при наличии неоднородного профиля температуры на этой стенке проведены исследования при следующих значениях определяющих параметров:  $Pr = 0.71$ ;  $Ra = 10^3 - 10^6$ ;  $A = 0.018, 0.067, 0.698$ ;  $\lambda = 25, 108, 1917$ ;  $l/L = 0.5$ ;  $h/L = 0.1$ ;  $N = 1, 2, 3$  (число ребер).

На рис. 3 представлены распределения изолиний функции тока и температуры при  $Ra = 10^3$ ,  $A = 0.067$ ,  $\lambda = 108$  и различном числе ребер. Независимо от количества ребер в правой половине полости между ребрами и правой стенкой формируется масштабное слабоинтенсивное конвективное течение. При этом введение дополнительных ребер ( $N \geq 2$ ) иллюстрирует увеличение размеров рециркуляций, расположенных между ребрами вблизи левой стенки. При переходе от системы с одним ребром к системе с двумя или тремя ребрами вихри, расположенные в угловых зонах вблизи левой стенки, существенно увеличиваются в размерах. Сравнивая структуру течения при  $N = 2$  и  $N = 3$ , можно отметить формирование дискретных вихрей (не включенных в основное циркуляционное движение) между ребрами при  $N = 3$ , размер которых вдоль горизонтальной оси больше соответствующего размера дополнительной рециркуляции внутри основного вихря при  $N = 2$  между ребрами. Причиной появления дискретных вихрей и увеличения размеров этих рециркуляций является формирование вертикального температурного градиента, обусловленного наличием теплопроводных твердых ребер. Поле температуры при этом отражает развитие кондуктивного механизма переноса энергии, где изотермы в правой половине полости квазипараллельны правой вертикальной стенке. Следует отметить, что наличие теплопроводного ребра ( $\lambda = 108$ ) характеризует интенсивный прогрев этого элемента и взаимодействие вблизи ребра температурного поля повышенной температуры с волной охлаждения со стороны правой стенки.

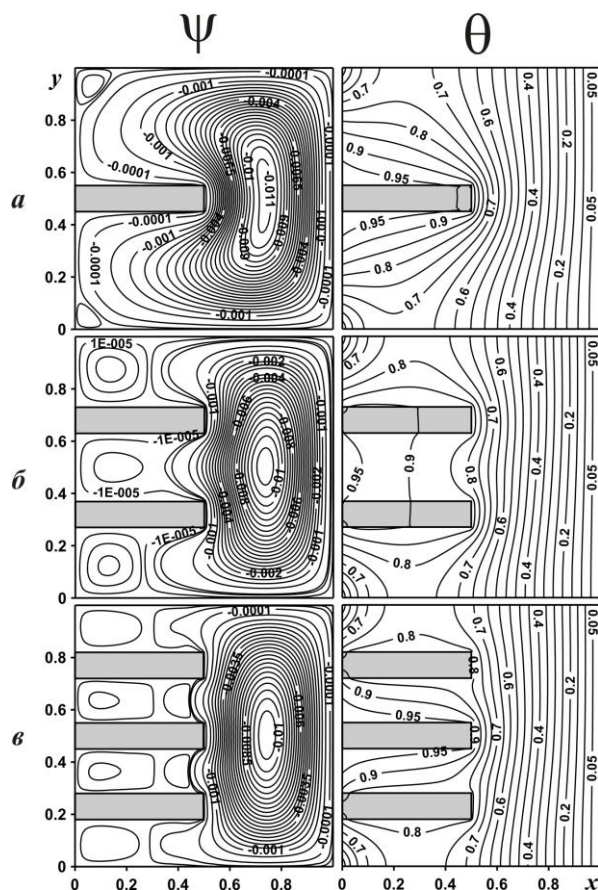


Рис. 3. Изолинии функции тока ( $\psi$ ) и температуры ( $\theta$ ) при  $Ra = 10^3$ ,  $A = 0.067$ ,  $\lambda = 108$ : а –  $N = 1$ ; б –  $N = 2$ ; в –  $N = 3$

Интересно отметить, что прогрев полости за счет теплопроводного ребра происходит интенсивнее по сравнению с воздействием левой горячей стенки на рабочую среду внутри полости, что можно заметить в угловых зонах левой стенки.

Увеличение числа Рэлея ( $Ra = 10^5$ ) приводит к интенсификации конвективного течения и теплообмена внутри полости (рис. 4). Основное циркуляционное течение по структуре не сильно отличается от поля течения, наблюдаемого при  $Ra = 10^3$  (рис. 3). Главные отличия связаны с дополнительными рециркуляциями, развивающимися вблизи левой стенки между ребрами. Поле температуры, в свою очередь, отражает развитие естественной конвекции с формированием расширяющихся к нижней части полости теплового и динамического пограничных слоев вблизи правой вертикальной стенки. Появление восходящего течения вблизи левой стенки при  $N = 1$  под ребром отражает взаимодействие охлажденного воздушного потока с нагреваемой стенкой. Развитие интенсивного конвективного течения проиллюстрировано формированием стратифицированного теплового ядра в правой половине полости. Увеличение числа Рэлея также характеризует уменьшение толщины теплового пограничного слоя, что проявляется в увели-

чении плотности изотерм вблизи вертикальных поверхностей.

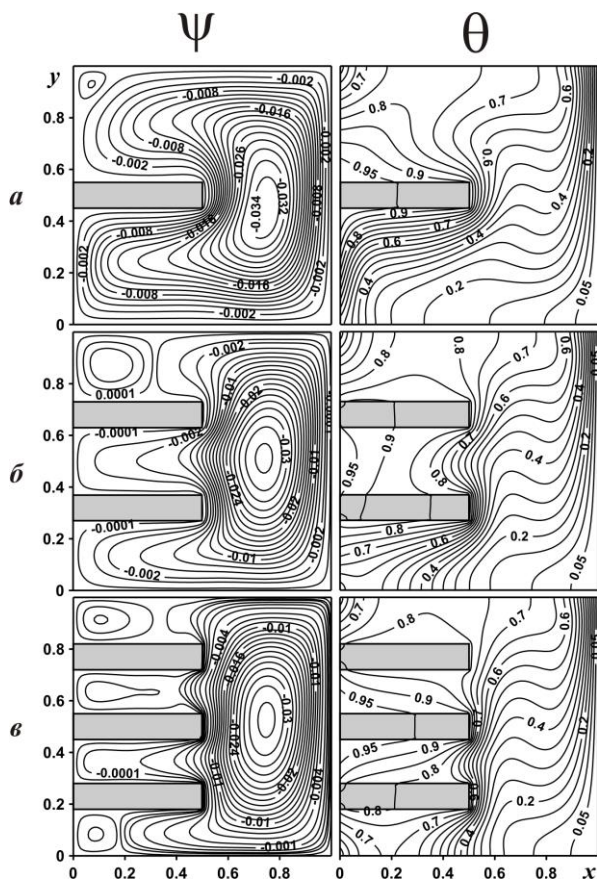


Рис. 4. Изолинии функции тока ( $\psi$ ) и температуры ( $\theta$ ) при  $Ra = 10^5$ ,  $A = 0.067$ ,  $\lambda = 108$ : а –  $N = 1$ ; б –  $N = 2$ ; в –  $N = 3$

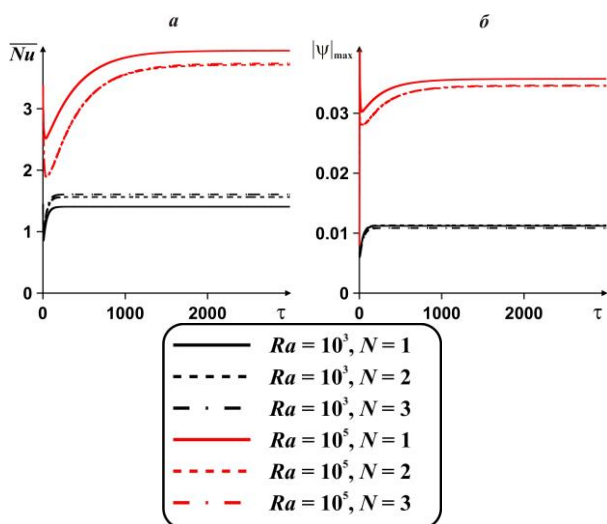


Рис. 5. Временные зависимости: а – среднего числа Нуссельта на правой стенке; б – интенсивности конвективного течения внутри полости от числа Рэлея и числа ребер

Эволюция среднего числа Нуссельта на правой стенке и интенсивности конвективного течения внутри полости при  $A = 0.067$ ,  $\lambda = 108$  и различных  $Ra$  и  $N$  представлена на рис. 5. Как было отмечено ранее, увеличение числа Рэлея проявляется в росте среднего числа Нуссельта и интенсивности течения внутри полости. При этом процесс установления замедляется с ростом  $Ra$ . Введение ребер при  $Ra = 10^3$  иллюстрирует интенсификацию теплопереноса и ослабление конвективного течения. В случае же  $Ra = 10^5$  увеличение числа ребер проявляется в снижении среднего числа Нуссельта и  $|\psi|_{\max}$ .

Влияние числа Рэлея, количества ребер и относительного коэффициента теплопроводности на среднее число Нуссельта представлено на рис. 6. Как было отмечено выше, с увеличением  $Ra$  и относительного коэффициента теплопроводности наблюдается повышение  $\overline{Nu}$ .

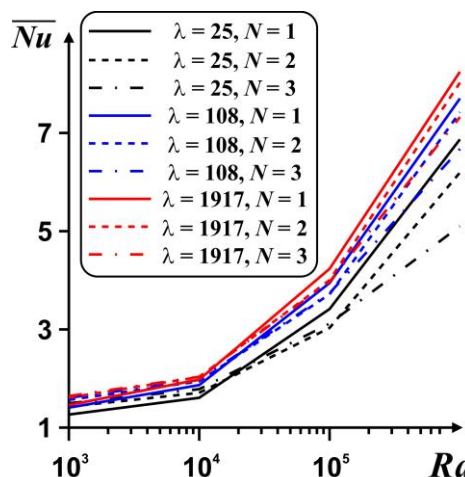


Рис. 6. Зависимость среднего числа Нуссельта на правой стенке от числа Рэлея, числа ребер и относительного коэффициента теплопроводности

Интенсификация теплообмена с ростом количества ребер возможна только при  $Ra \leq 10^4$ . В случае  $Ra > 10^4$  с увеличением  $N$  происходит снижение среднего числа Нуссельта. Следует отдельно отметить, что при  $10^4 < Ra < 10^5$  переход от случая  $N = 2$  к случаю  $N = 3$  проявляется в небольшом увеличении среднего числа Нуссельта.

Отдельно было проанализировано влияние формы температурного профиля на левой вертикальной стенке (рис. 7) на интенсивность теплообмена внутри полости. Исследования были проведены при следующих зависимостях для температуры левой стенки:

$$\theta_w = 0.5 \{1.0 + \sin(\pi y)\}, \quad (5)$$

$$\theta_w = 0.75, \quad (6)$$

$$\theta_w = 1.0 - 0.5y, \quad (7)$$

$$\theta_w = 0.5(y+1.0). \quad (8)$$

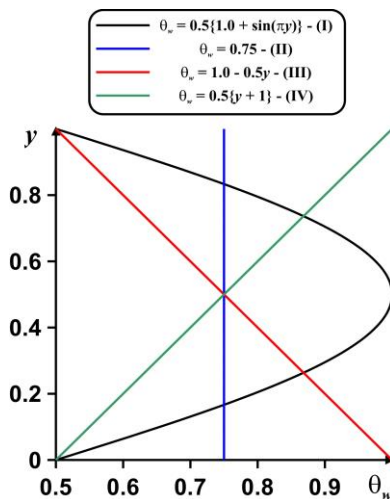


Рис. 7. Проанализированные профили температуры на левой вертикальной стенке

На рис. 8 представлены профили среднего числа Нуссельта на правой стенке для  $Ra = 10^4$ ,  $A = 0.067$ ,  $\lambda = 108$  в зависимости от времени при различных  $\theta_w$  и  $N$ . Наибольшие значения  $\overline{Nu}$  наблюдаются для зависимости (5), что обусловлено наличием максимального теплового потока для этого температурного закона по сравнению с остальными зависимостями. Практический интерес представляет влияние оставшихся трех температурных зависимостей на среднее число Нуссельта. Наибольшие значения  $\overline{Nu}$  наблюдаются в случае  $\theta_w$  (8), а наименьшие – при  $\theta_w$  (7). При этом расхождения между этими случаями увеличиваются с ростом числа ребер. Преобладание зависимости (8) для  $\theta_w$  над зависимостью (7) обусловлено формированием восходящего теплового потока при  $\theta_w = 0.5(y+1.0)$ , что в комбинации с естественно-конвективным режимом для вертикальной полости отражает рост среднего числа Нуссельта.

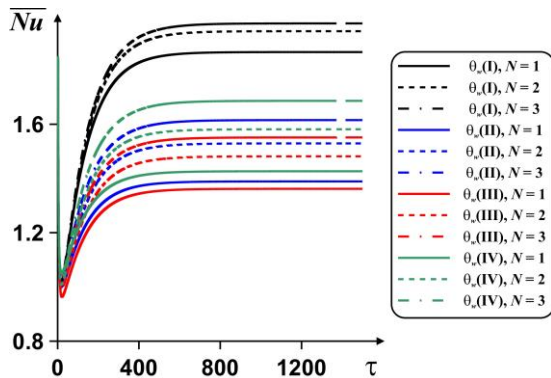


Рис. 8. Временные зависимости среднего числа Нуссельта на правой стенке от числа ребер и профиля температуры на левой стенке

## 5. Заключение

В результате исследований естественной конвекции в замкнутой квадратной полости с реберной структурой и неравномерным профилем температуры на вертикальной стенке показана возможность интенсификации теплообмена при добавлении твердых ребер только в случае слабоинтенсивного конвективного течения ( $Ra \leq 10^4$ ). Увеличение числа Рэлея проявляется в снижении среднего числа Нуссельта с ростом количества твердых ребер. Также интенсификация теплообмена в полости с реберной структурой возможна при увеличении теплопроводности материала ребер. В дифференциально-обогреваемой полости интенсификация теплообмена может быть достигнута при использовании линейного возрастающего профиля для температуры стенки. При этом введение твердых ребер проявляется в более интенсивном повышении среднего числа Нуссельта по сравнению с постоянной температурой стенки или линейным убывающим профилем.

Работа выполнена при финансовой поддержке Совета по грантам Президента РФ для молодых российских ученых (грант МД-5799.2021.4)

## Список литературы

1. Bianco V., Manca O., Nardini S., Vafai K. Heat Transfer Enhancement with Nanofluids. Boca Raton: CRC Press, 2017. 481 p.
2. Shenoy A., Sheremet M., Pop I. Convective Flow and Heat Transfer from Wavy Surfaces: Viscous Fluids, Porous Media and Nanofluids. Boca Raton: CRC Press, 2016. 306 p.
3. Nguyen D. H., Ahn H. S. A comprehensive review on micro/nanoscale surface modification techniques for heat transfer enhancement in heat exchanger // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2021. Vol. 178. 121601.
4. Shenoy A. Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids: Fundamentals and Analytical Expressions. Wiley: Hoboken, 2017. 312 p.
5. Sadeghianjahromi A., Wang C. C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers – A review on different mechanisms // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2021. Vol. 137. 110470.
6. Tan W. C., Saw L. H., Thiam H. S., Xuan J., Cai Z., Yew M. C. Overview of porous media/metal foam application in fuel cells and solar power systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 96. P. 181–197.
7. Toppaladoddi S., Succi S., Wettlaufer J. S. Roughness as a route to the ultimate regime of the thermal convection // Physical Review Letters. 2017. Vol. 118. P. 074503.
8. Tummers M. J., Steunebrink M. Effect of surface roughness on heat transfer in Rayleigh-Benard

- convection // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 139. P. 1056–1064.
9. Vasiliev A., Sukhanovskii A. Turbulent convection in a cube with mixed thermal boundary conditions: low Rayleigh number regime // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 174. 121290.
  10. Bakhuis D., Ostilla-Mónico R., van der Poel E. P., Verzicco R., Lohse D. Mixed insulating and conducting thermal boundary conditions in Rayleigh-Bénard convection // *Journal of Fluid Mechanics*. 2018. Vol. 835. P. 491–511.
  11. Mokhtari M., Gerdroodbary M. B., Yeganeh R., Fallah K. Numerical study of mixed convection heat transfer of various fin arrangements in a horizontal channel // *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 2017. Vol. 20. P. 1106–1114.
  12. Yang M. H., Yeh R. H., Hwang J. J. Forced convective cooling of a fin in a channel // *Energy Conversion and Management*. 2010. Vol. 51. P. 1277–1286.
  13. Ayli E., Bayer O., Aradag S. Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile FINS in a square channel for forced convection regimes // *International Journal of Thermal Sciences*. 2016. Vol. 109. P. 279–290.
  14. Adhikari R. C., Wood D. H., Pahlevani M. An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular fins at low Reynolds numbers // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. Vol. 163. 120418.
  15. Chen H. T., Lin M. C., Chang J. R. Numerical and experimental studies of natural convection in a heated cavity with a horizontal fin on a hot sidewall // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol. 124. P. 1217–1229.
  16. Siavashi M., Yousofvand R., Rezanejad S. Nanofluid and porous fins effect on natural convection and entropy generation of flow inside a cavity // *Advanced Powder Technology*. 2018. Vol. 29. P. 142–156.
  17. Ma J., Xu F. Unsteady natural convection and heat transfer in a differentially heated cavity with a fin for high Rayleigh numbers // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 625–634.
  18. Asl A. K., Hossainpour S., Rashidi M. M., Sheremet M. A., Yang Z. Comprehensive investigation of solid and porous fins influence on natural convection in an inclined rectangular enclosure // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 133. P. 729–744.
  19. Астанина М. С., Шеремет М. А. Моделирование термогравитационной конвекции с переменной вязкостью в замкнутой полости с локальным источником энергии // *Вестник Пермского университета. Серия: Физика*. 2015. № 3. С. 52–58.
  20. Михайленко С. А., Шеремет М. А. Моделирование конвективного теплопереноса во вращающейся замкнутой полости с локальным источником энергии // *Вестник Пермского университета. Серия: Физика*. 2017. № 1. С. 19–25.
  21. Лоенко Д. С., Шеремет М. А. Конвективный теплоперенос степенной жидкости в полости с источником энергии нестационарного объемного тепловыделения // *Вестник Пермского университета. Физика*. 2019. № 4. С. 44 – 50.
  22. Davis G. V. Natural convection of air in a square cavity: a bench numerical solution // *International Journal for Numerical Methods of Fluids*. 1983. Vol. 3. P. 249–264.
  23. Liaqat A., Baytas A. C. Conjugate natural convection in a square enclosure containing volumetric sources // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001. Vol. 44. P. 3273–3280.
  24. Kaminski D. A., Prakash C. Conjugate natural convection in a square enclosure effect of conduction on one of the vertical walls // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1986. Vol. 29. P. 1979–1988.

## References

1. Bianco V., Manca O., Nardini S., Vafai K. *Heat Transfer Enhancement with Nanofluids*. Boca Raton: CRC Press, 2017. 481 p.
2. Shenoy A., Sheremet M., Pop I. *Convective Flow and Heat Transfer from Wavy Surfaces: Viscous Fluids, Porous Media and Nanofluids*. Boca Raton: CRC Press, 2016. 306 p.
3. Nguyen D. H., Ahn H. S. A comprehensive review on micro/nanoscale surface modification techniques for heat transfer enhancement in heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, vol. 178, 121601.
4. Shenoy A. *Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids: Fundamentals and Analytical Expressions*. Wiley: Hoboken, 2017. 312 p.
5. Sadeghianjahromi A., Wang C. C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers – A review on different mechanisms. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, vol. 137, 110470.
6. Tan W. C., Saw L. H., Thiam H. S., Xuan J., Cai Z., Yew M. C. Overview of porous media/metal foam application in fuel cells and solar power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 96, pp. 181–197.
7. Toppaladoddi S., Succi S., Wettlaufer J. S. Roughness as a route to the ultimate regime of the thermal convection. *Physical Review Letters*, 2017, vol. 118, 074503.
8. Tummars M. J., Steunebrink M. Effect of surface roughness on heat transfer in Rayleigh-Benard



- convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 139, pp. 1056–1064.
9. Vasiliev A., Sukhanovskii A. Turbulent convection in a cube with mixed thermal boundary conditions: low Rayleigh number regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, vol. 174, 121290.
  10. Bakhuis D., Ostilla-Mónico R., van der Poel E. P., Verzicco R., Lohse D. Mixed insulating and conducting thermal boundary conditions in Rayleigh-Bénard convection. *Journal of Fluid Mechanics*, 2018, vol. 835, pp. 491–511.
  11. Mokhtari M., Gerdroodbary M. B., Yeganeh R., Fallah K. Numerical study of mixed convection heat transfer of various fin arrangements in a horizontal channel. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2017, vol. 20, pp. 1106–1114.
  12. Yang M. H., Yeh R. H., Hwang J. J. Forced convective cooling of a fin in a channel. *Energy Conversion and Management*, 2010, vol. 51, pp. 1277–1286.
  13. Ayli E., Bayer O., Aradag S. Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile FINS in a square channel for forced convection regimes. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, vol. 109, pp. 279–290.
  14. Adhikari R. C., Wood D. H., Pahlevani M. An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular fins at low Reynolds numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 163, 120418.
  15. Chen H. T., Lin M. C., Chang J. R. Numerical and experimental studies of natural convection in a heated cavity with a horizontal fin on a hot sidewall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 124, pp. 1217–1229.
  16. Siavashi M., Yousofvand R., Rezanejad S. Nanofluid and porous fins effect on natural convection and entropy generation of flow inside a cavity. *Advanced Powder Technology*, 2018, vol. 29, pp. 142–156.
  17. Ma J., Xu F. Unsteady natural convection and heat transfer in a differentially heated cavity with a fin for high Rayleigh numbers. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 99, pp. 625–634.
  18. Asl A. K., Hossainpour S., Rashidi M. M., Sheremet M. A., Yang Z. Comprehensive investigation of solid and porous fins influence on natural convection in an inclined rectangular enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 133, pp. 729–744.
  19. Astanina M. S., Sheremet M. A. Simulation of natural convection with variable viscosity in an enclosure with a local heat source. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2015, no. 3, pp. 52–58.
  20. Mikhailenko S. A., Sheremet M. A. Simulation of convective heat transfer inside a rotating enclosure with a local heat source. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2017, no. 1, pp. 19–25.
  21. Loenko D. S., Sheremet M. A. Convective heat transfer of power-law fluid in a cavity with a heat source of time-dependent volumetric heat generation. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2019, no. 4, pp. 44–50.
  22. Davis G. V. Natural convection of air in a square cavity: a bench numerical solution. *International Journal for Numerical Methods of Fluids*, 1983, vol. 3, pp. 249–264.
  23. Liaqat A., Baytas A. C. Conjugate natural convection in a square enclosure containing volumetric sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, vol. 44, pp. 3273–3280.
  24. Kaminski D. A., Prakash C. Conjugate natural convection in a square enclosure effect of conduction on one of the vertical walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, vol. 29, pp. 1979–1988.

**Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:**

Лэ Суан Хоанг Кхоа, Шеремет М. А. Естественная конвекция в замкнутой полости с реберной структурой при наличии неравномерного температурного профиля на вертикальной стенке // Вестник Пермского университета. Физика. 2021. № 4. С. 30–38. doi: 10.17072/1994-3598-2021-4-30-38

**Please cite this article in English as:**

Le Xuan Hoang Khoa, Sheremet M. A. Natural convection in an enclosure with fins in the presence of non-uniform temperature profile at vertical wall. *Bulletin of Perm University. Physics*, 2021, no. 4, pp. 30–38. doi: 10.17072/1994-3598-2021-4-30-38

**Сведения об авторах**

1. Лэ Суан Хоанг Кхоа, аспирант, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, пр. Ленина, 36, Томск, 634050
2. Михаил Александрович Шеремет, доктор физ.-мат. наук, доцент, заведующий лабораторией, Национальный исследовательский Томский государственный университет, пр. Ленина, 30, Томск, 634050

**Author information**

1. Le Xuan Hoang Khoa, PhD student, Tomsk Polytechnic University, Lenina av., 36, Tomsk, Russia, 634050
2. Mikhail A. Sheremet, Doctor of the Physical and Mathematical Sciences, Head of Laboratory, Tomsk State University, Lenina av., 30, Tomsk, Russia, 634050