

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТЫХ СИСТЕМ ОБОГРЕВА ПОМЕЩЕНИЙ

Ю.М. Гришин  
Н.А. Хандрамай

ygrishin@bmstu.ru  
bagamawa@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

Представлены результаты численного 3D-моделирования свободно-конвективных процессов теплообмена в каналах одного из основных вариантов панельно-лучистой системы обогрева помещений. Выявлены особенности гидродинамики и теплообмена в вертикальных каналах прямоугольного сечения с наличием горизонтально расположенных труб и поперечно установленных на них ребер, при различных условиях теплоотдачи на ограничивающих каналах поверхностях адиабатной стенки и радиационного экрана. Определены пространственные распределения температуры и скорости воздушного потока в системе для двух возможных режимов теплоотдачи. Режимы реализуются в различных диапазонах изменения модифицированного числа Рэлея. Предложены критериальные зависимости чисел Рейнольдса и Нуссельта от числа Рэлея и основных конструктивных параметров системы. Получена формула для расчета мощности удельного (на единицу длины) теплосъема с греющих поверхностей внутренних элементов всей плинтусной системы. Доказано, что удельная мощность теплосъема принимает максимальное значение при определенном значении межреберного зазора, при котором имеет место переходный режим теплообмена. Установлены соотношения между мощностями конвективных и радиационных тепловых потоков, генерируемых в рассмотренной теплообменной системе. Сравнение расчетных и существующих экспериментальных данных по мощности удельного теплосъема указывает на их удовлетворительное совпадение

### Ключевые слова

*Свободная конвекция, плинтусная система обогрева, вертикальный канал, гидродинамика, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, тепловая мощность*

Поступила 25.03.2024  
Принята 15.01.2025  
© Автор(ы), 2025

---

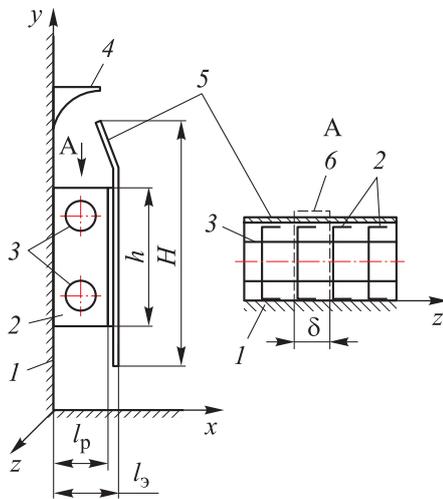
*Работа частично выполнена в рамках государственного задания  
Минобрнауки России (проект № FSN-2024-0022)*

**Введение.** Необходимость совершенствования систем обогрева жилых помещений стимулирует разработку и применение панельно-лучистых систем, к которым относятся так называемые плинтусные обогреватели или плинтусные системы (ПС) [1].

Задача расчета процессов теплообмена в плинтусных теплообменных системах относится к классу задач свободно-конвективного теплообмена в плоских вертикальных каналах. Подробно изучены процессы теплообмена между вертикальными параллельными пластинами одинаковой температуры [2–6]. Многообразие различных прикладных задач потребовало рассмотрения более сложных граничных условий на стенках канала. Так, в [3] изучена ситуация с постоянными тепловыми потоками на параллельных пластинах. Эти результаты расширены в [7–12] на варианты с асимметрией температуры стенок, наличием адиабатической стенки, ступенчатого теплоотвода и т. д. Сильное влияние на гидродинамику и теплообмен оказывает наличие препятствий различных форм и тепловое состояние в свободно-конвективном потоке в вертикальных каналах [13–18]. Однако число исследований теплообмена в каналах прямоугольного сечения с наличием внутренних конструктивных элементов и различными условиями теплоотдачи на ограничивающих канал поверхностях чрезвычайно ограничено [19–21]. В настоящее время в этой области систематические исследования практически отсутствуют.

*Цель работы* — привести результаты исследования теплофизических процессов в вертикальном канале теплообменного модуля ПС, сформированном двумя изотермическими поверхностями (ребрами), адиабатной стенкой помещения и поверхностью экрана теплообменной системы. Внутри канала расположены две подогреваемые трубы с поперечно установленными на них плоскими ребрами. Конструктивные параметры соответствуют одному из базовых вариантов ПС [22]. Получены расчетные данные для определения основных гидродинамических и теплофизических параметров генерируемых потоков нагреваемого воздуха в канале теплообменного модуля ПС. Выполнен анализ влияния различных конструктивных параметров ПС на возможные режимы теплоотдачи и энергоэффективные характеристики теплообменной системы.

**Расчетная модель.** Конфигурация исследуемого теплообменного модуля ПС схематично представлена на рис. 1. Два соседних ребра с одинаковыми температурами (в силу симметрии), внутренняя поверхность экрана (через которую отводится тепловой поток в окружающую среду) и поверхность адиабатической стенки помещения образуют вертикальный канал прямоугольного сечения, внутри которого расположены две горизонтальные



**Рис. 1.** Схема теплообменного модуля ПС:

- 1 — адиабатическая стенка; 2 — ребро;  
3 — трубы; 4 — крышка ПС; 5 — экран;  
6 — расчетная область

подогреваемые трубы. Расчеты теплофизических процессов свободноконвективного потока воздуха в таком единичном вертикальном канале и окружающей его среде позволяют получить информацию как об особенностях гидродинамики и теплообмена в единичном канале, так и о теплоэнергетических параметрах теплообменного модуля ПС. При проведении расчетов основные геометрические размеры (ребра шириной  $b = 25$  мм и высотой  $h = 60$  мм, высота экрана  $H = 100$  мм) теплообменной системы соответствуют значениям для существующих ПС [7, 22, 23]. Расстояния между ребрами и внешний диаметр труб варьировались в диапазонах значений  $\delta = 2...30$  мм и  $d = 8...20$  мм соответственно.

Рассматриваемая система (см. рис. 1) относится к панельно-лучистым системам обогрева, поэтому практически интересен случай, когда излучательная способность (степень черноты  $\varepsilon$ ) экрана стремится к максимальному значению  $\varepsilon = 1$ , соответствующему абсолютно черной поверхности [24, 25]. Так, реально используемые металлические экраны с поверхностью, покрытой белой эмалью, характеризуются степенью черноты 0,9–0,95 [25]. При возможной вариации степени черноты поверхностей различных внутренних элементов ПС в диапазоне значений 0,6–0,95 корректность выбора  $\varepsilon = 1$  обоснована результатами, приведенными в [7], где показано, что изменение степени  $\varepsilon$  в диапазоне значений 0,6–1 слабо влияет на полную тепловую мощность, отводимую от греющих элементов конструкции.

В каждой точке цилиндрических поверхностей труб зададим температуру  $T = T_{\text{тр}}$ . Стенку полагаем адиабатной в том случае, если термическое сопротивление стенки существенно больше, чем внешнее термическое сопротивление воздуха, протекающего вдоль стенки. Это условие выполняется с большим запасом для реально используемых в качестве материала стенки

теплоизолирующих материалов с низкой теплопроводностью, например, пенополистирол ( $\lambda = 0,03$  Вт/(м<sup>2</sup> · К)) или пенополиуретан ( $\lambda = 0,025$  Вт/(м<sup>2</sup> · К)) и др. На границе расчетной области вне ПС ( $x = 100$  мм) зададим температуру невозмущенного воздуха  $T = T_0 = 20$  °С.

Численное решение системы уравнений радиационного тепломассообмена проведено методом конечных объемов с использованием ПК ANSYS CFX<sup>1</sup>.

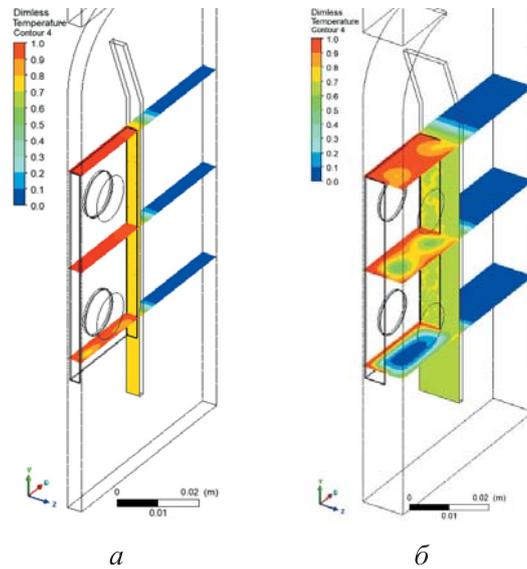
**Результаты и обсуждения.** Для рассмотренной ПС имеют место два режима внутриканального теплообмена, соответствующих различным диапазонам значений числа Рэлея  $Ra = g\beta(T_{тр} - T_0)\delta^4 / (vah)$ : 1)  $Ra < 10$ ; 2)  $Ra > 100$ . Режимы отличаются видом пространственных распределений температуры в свободно-конвективном потоке воздуха и преобладающим механизмом теплоотдачи от греющих поверхностей (поверхностей труб и ребер). Поскольку значение числа  $Ra$  существенно зависит от протяженности межреберного зазора ( $Ra \sim \delta^4$ ), реализация того или иного режима определяется именно этим геометрическим параметром.

Пространственные распределения температуры в трех различных (с координатами  $y = 0, h/2, h$ ) продольных плоскостях сечений теплообменного канала для двух режимов теплообмена  $Ra = 10$  ( $\delta = 4$  мм) и  $Ra = 1000$  ( $\delta = 12$  мм) показаны на рис. 2. В соответствии с представленными распределениями роль конвективного переноса незначительна. В таком режиме нагрев воздуха осуществляется на начальном участке (до первой греющей трубы) теплообменного канала.

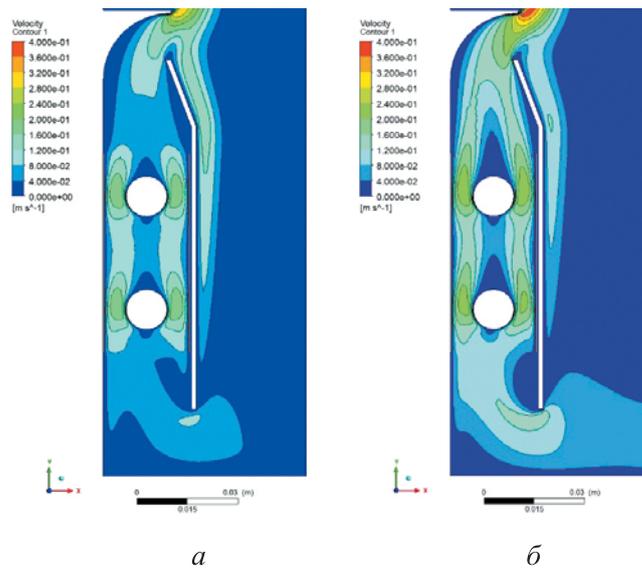
При достаточно больших значениях межреберного зазора  $\delta \geq 10 \dots 12$  мм ( $Ra > 100$ ) реализуется (рис. 2, б) режим с изолированными прогретыми слоями, распределение температуры в потоке на всех участках является пространственно неоднородным. Следует отметить, что на характер и параметры пристеночных областей влияют поверхности экрана, адиабатной стенки и труб ПС.

Картины линий тока восходящего потока теплого воздуха в ПС для  $Ra = 10$  и  $Ra = 1000$  в поперечном сечении с координатой  $z = \delta/2$  приведены на рис. 3. Максимальная скорость течения ( $\sim 0,2$  м/с) имеет место в самых узких сечениях канала: между трубами и поверхностями торцевых поверхностей (стена и экран). При  $Ra \geq 100$  средняя скорость в канале достигает несколько больших значений ( $0,2$  м/с), а в узких сечениях канала — до  $0,2 \dots 0,3$  м/с. Отметим, что боковой вход воздуха из окружающей среды

<sup>1</sup> ANSYS CFX-Solver theory guide. 2018.



**Рис. 2.** Температурное поле в различных поперечных сечениях ПС при  $Ra = 10$  (а) и  $Ra = 1000$  (б)

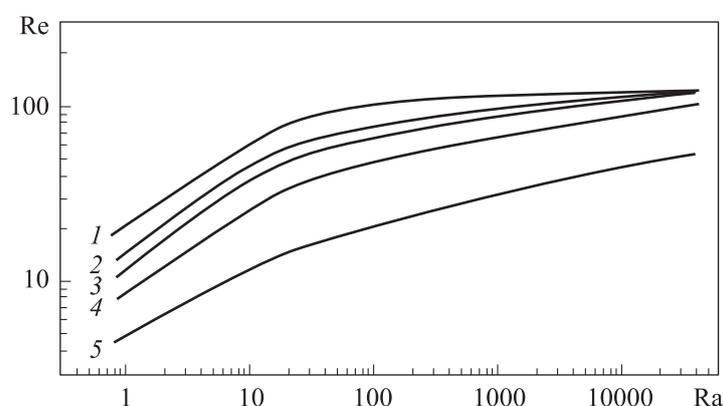


**Рис. 3.** Изолинии скорости потока воздуха в модели ПС при  $Ra = 10$  (а) и  $Ra = 1000$  (б)

(через щелевой зазор между поверхностью пола и нижней кромкой экрана) нарушает симметричность течения лишь на начальном участке вертикального канала. Обтекание труб носит типичный характер для поперечного обтекания труб ламинарным потоком. На обеих трубах наблюдаются тыльные зоны отрыва потока и лобовые зоны торможения. Обтекание нижней

трубы характеризуется определенной асимметричностью относительно плоскости, проходящей через оси труб, которая практически исчезает при обтекании верхней трубы. При реализуемых на практике расстояниях между трубами  $((2-3)d = 25...35 \text{ мм})$  их гидродинамическое влияние практически отсутствует.

Основной количественной характеристикой свободно-конвективного потока воздуха в межреберном канале является число Рейнольдса  $Re_{\delta} = \bar{w}\delta / \nu = G_1 / (\mu b)$  ( $G_1 = \bar{w}r\delta b$  — массовый расход воздуха), зависимости которого от числа Ra для различных значений диаметра труб показаны на рис. 4.



**Рис. 4.** Зависимость числа Рейнольдса для ПС от модифицированного числа Рэлея для  $d = 0$  (1), 8 (2), 12 (3), 16 (4) и 20 мм (5)

При отсутствии труб ( $d \rightarrow 0$ , но ребра нагреты до температуры  $T_{тр}$ ) величина  $Re_{\delta 0}$  в прямоугольном канале является монотонно возрастающей функцией, которая может быть аппроксимирована зависимостью вида

$$Re_{\delta 0} = \left( \frac{1,08 \cdot 10^{-4}}{Ra^{1,35}} + \frac{10^{-6}}{Ra^{0,06}} \right)^{-1/3}. \quad (1)$$

Достаточно четко можно выделить два характерных участка зависимости (1). При  $Ra < 50$   $Re_{\delta 0} \approx 10^{4/3} Ra^{0,45}$ , при  $Ra > 100$   $Re_{\delta 0} \approx 10^2 Ra^{0,02}$  и практически не зависит от Ra, достигая предельного значения ( $\sim 120$ ).

Согласно полученным результатам, различие режимов теплоотдачи приводит к особенностям гидродинамических параметров потока. Так, в теплопроводностном режиме равномерного нагрева воздуха в канале подъемная сила действует на весь объем воздуха, что обеспечивает

увеличение его массового расхода с возрастанием  $Ra$ . В конвективном режиме теплоотдачи подъемная сила действует в основном на прогретые приповерхностные слои, а значительная масса воздуха в объеме канала приводится в движение за счет сил вязкости, что и ограничивает темп роста общего расхода воздуха через канал.

Наличие труб в канале ПС обуславливает увеличение гидравлического сопротивления и снижение скорости и расхода воздуха по сравнению с идеальным вариантом ПС без труб (см. рис. 4). Следует отметить, что наличие труб приводит к возникновению вихревых зон в потоке воздуха в межреберном канале. Это вызывает перемешивание воздуха внутри канала, что выравнивает температуру потока, «затягивая» существование режима с характерной высокой степенью зависимости  $Re_\delta \sim Ra^{0,4-0,5}$  вплоть до  $Ra \approx 10^3$ . Предельное значение  $Re_{\delta пр} \approx 120$  (соответствующий ему предельный расход воздуха  $G_{1 пр} \approx \mu b Re_{\delta пр}$ ) для системы с трубами диаметром  $d < 12$  мм имеет место при  $Ra \approx 10^4$ . При больших ( $d > 15$  мм) значениях диаметра труб предельные значения  $Re_{\delta пр}$  не достигаются и при  $Ra \geq 10^4$ .

Нагрев экрана до температуры  $T_\varepsilon$  обуславливает возникновение свободно-конвективного движения окружающей среды вдоль его поверхности. Расчетные теплогидродинамические параметры этого внешнего потока удовлетворительно совпадают с локальными и осредненными параметрами потока, определенными по формулам [6] для свободно-конвективного теплообмена на вертикальной поверхности, и зависят от числа Рэлея, определяемого по характерному значению длины, равному высоте экрана  $H$ , т. е.  $Ra_H = g\beta(T_\varepsilon - T_0)H^3 / (\nu a)$ . Согласно расчетам, режим теплообмена в канале ПС для практически интересного диапазона изменения значений  $Ra = 10^{-1} - 2 \cdot 10^2$  оказывает относительно небольшое влияние на температуру экрана. Это позволяет дать простую количественную оценку для  $\theta_\varepsilon = (T_\varepsilon - T_0) / (T_{тр} - T_0) \approx 0,78$  и аналитически определить параметры внешнего потока воздуха.

Отношение массовых расходов внутреннего ( $G_1 \approx \mu b Re_\delta$ ) и внешнего  $\left( G_{\varepsilon 1} = \delta \int_0^{l_x} \rho w_y(x, y = y_\varepsilon) dx \right)$  конвективных потоков зависит от числа  $Ra$ . При характерном значении межреберного зазора  $\delta \approx 10$  мм даже для режимов с  $Ra > 100$ , когда  $Re_{\delta пр} \approx 120$ , это отношение составляет примерно 2,25. Для режима с  $Re_\delta \leq 50$  значение  $G_{\varepsilon 1}$  превышает расход внутрен-

него конвективного потока в 4–5 раз (в зависимости от диаметра труб) при  $Ra \leq 1$ .

Установленный уровень  $G_1 / G_{э1}$  указывает на существенное влияние внешней конвекции на эффективность теплообменных процессов в рассматриваемой ПС обогрева.

**Энергетические характеристики плинтусной системы.** Локальная плотность потока теплоты в произвольной точке поверхности греющих элементов вычислена по формуле  $q_F = -\lambda(\partial T / \partial n)_{n \rightarrow 0}$ . Для оценки особенностей распределения эффективности теплосъема в межреберном канале рассчитаны средние значения плотности потока теплоты

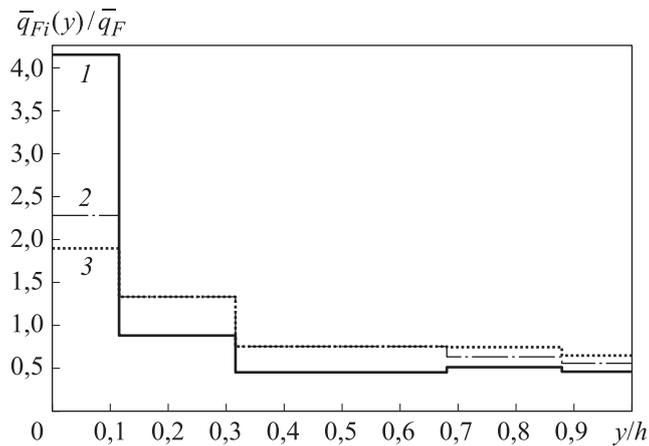
$$\bar{q}_{F_i} = \frac{1}{F_i} \int_{F_i} q_F dF$$

для пяти выделенных участков площадью поверхности  $F_i$ . Участок № 1: от передней кромки ребра до плоскости касания нижней трубы,  $y/h = 0-0,117$ ; участок № 2: между плоскостями, охватывающими нижнюю трубу,  $y/h = 0,117-0,317$ ; участок № 3: межтрубная зона,  $y/h = 0,317-0,683$ ; участок № 4: между плоскостями, охватывающими верхнюю трубу,  $y/h = 0,683-0,883$ ; участок № 5: от плоскости касания верхней трубы до конечной кромки ребра,  $y/h = 0,883-1$ .

Зависимость отношения средних значений плотности потока теплоты  $\bar{q}_{F_i}$  к средней (по всей площади поверхности теплосъема) плотности потока теплоты  $\bar{q}_F$  от вертикальной координаты  $y/h$  (здесь  $y$  отсчитывается от нижней кромки ребра) для различных значений межреберного зазора  $\delta$  (и  $Ra$ ) приведена на рис. 5. Имеет место сильная неравномерность распределения теплосъема от входного до выходного сечения канала при малых ( $\delta < 4$  мм) значениях межреберного зазора, т. е. для режима с  $Ra < 10$ . В таких режимах теплоотдача к греющемуся потоку воздуха в основном осуществляется на входном участке межреберного канала (до нижней трубы ПС). Этот результат наглядно проиллюстрирован пространственным распределением температуры (рис. 2, а), подтверждающим наличие сильной пространственной неоднородности температуры именно на этом участке. Кроме того, определенную роль в интенсификации теплоотдачи на начальном участке вертикального канала может играть отмеченная выше асимметрия входа потока воздуха в канал, приводящая к неравномерности профиля скорости потока и формированию отрывных областей течения на поверхностях экрана и стенки.

Расчет мощности теплосъема  $Q_\delta$  (полной тепловой мощности, отводимой от греющих элементов конструкции — труб и ребер в расчетной

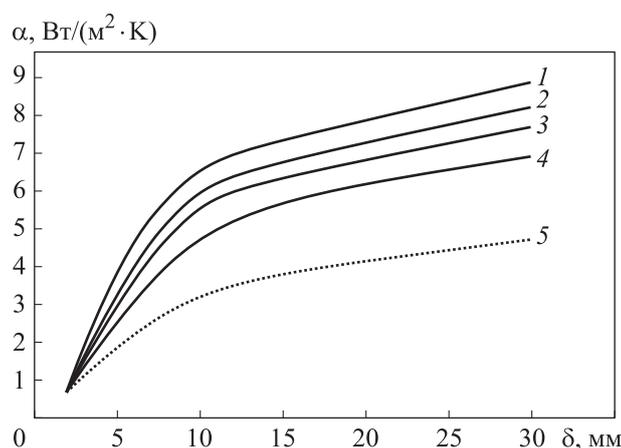
области) к омывающему их потоку воздуха в одном канале ПС выполнен по формуле  $Q_{\delta} = \int_{F_{\delta}} q_F dF$ , где  $F_{\delta} = 2hb + 4hl_p - \pi d^2 + 2\pi d\delta$  — полная площадь греющих поверхностей.



**Рис. 5.** Зависимость отношения  $\bar{q}_{Fi}(y)/\bar{q}_F$  от  $y/h$  в разных зонах ПС ( $d = 12$  мм) для  $\delta = 4$  мм,  $Ra \approx 10$  (1),  $\delta = 12$  мм,  $Ra \approx 1100$  (2) и  $\delta = 30$  мм,  $Ra \approx 4 \cdot 10^4$  (3)

Результаты (рис. 6) определяют уровень значений и характер изменения среднего коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  для рассматриваемой теплообменной системы. При малых межреберных зазорах, когда реализуется режим теплоотдачи с преобладающим теплопроводным механизмом переноса теплоты, значение  $\alpha$  относительно невелико и достаточно быстро возрастает с увеличением  $\delta$ . При  $\delta > 10...12$  мм дальнейшее увеличение зазора приводит к изменению режима теплообмена, для которого характерно формирование изолированных прогретых приповерхностных областей (см. рис. 2, б). Наличие труб в межреберном канале снижает коэффициент теплоотдачи, причем чем больше диаметр  $d$ , тем ниже  $\alpha$ . Необходимо отметить, что наличие в канале ограничительных поверхностей (теплопроводящий экран, адиабатная стенка) и труб приводит к тепловому и гидродинамическому возмущениям потока и к более интенсивному выравниванию температуры газа и, следовательно, существенно влияет на процесс теплоотдачи. Это обеспечивает рост зависимости  $\alpha(\delta)$  и в режиме с преобладающим конвективным механизмом переноса теплоты, хотя темп роста заметно ниже по сравнению с темпом роста теплопроводного режима. Таким образом, для рассматриваемой конфигурации вертикального канала коэффициент  $\alpha$  является монотонно возрастающей функцией

расстояния между ребрами ПС во всем диапазоне изменения значений  $\delta$ , в отличие от свободно-конвективного теплообмена в системе вертикальных изотермических плоскопараллельных пластин [2, 3], для которых  $\alpha$  при  $\delta \geq 6 \dots 10$  мм выходит на постоянное значение.



**Рис. 6.** Зависимость  $\alpha(\delta)$  для вертикальной ПС для  $\Delta T = 70$  °С при  $d = 0$  (1), 8 (2), 12 (3), 16 (4) и 20 мм (5)

На основании полученных результатов предложена критериальная зависимость  $Nu_{\delta d} = \alpha\delta/\lambda$  от  $Ra$  и  $d/b$  в виде аппроксимационной функции

$$Nu_{\delta d} = \left( \frac{5,62 \cdot 10^6}{Ra^{3,9}} + \frac{2,888 \cdot 10^3}{Ra^2} \right)^{-1/6} \varepsilon(d/b), \quad (2)$$

где  $\varepsilon(d/b) = 0,996 - 0,11(d/b) - 0,6355(d/b)^2$  — поправочный коэффициент, учитывающий влияние диаметра трубы  $d$  и ширины ребра  $b$ . Формула с погрешностью не более 5 % справедлива для диапазонов значений  $Ra = 10^{-1} - 10^4$  и  $d/b = 0 - 0,8$ .

Основная физико-техническая характеристика всей ПС — мощность теплосъема системы единичной длины  $Q_L$ , отводящаяся от греющих элементов конструкции ПС и передающаяся в окружающую среду:

$$Q_L = \frac{Q_{\delta}}{\delta} = \alpha \Delta T \frac{F_{\delta}}{\delta} = Q_{L0} \frac{\tilde{F}_1(y)}{y^2} \left[ \frac{a_1}{y^{4m}} + \frac{b_1}{y^{4n}} \right]^{-1/6} \varepsilon(d/b). \quad (3)$$

Здесь  $Q_{L0} = 2\lambda(b/h)\Delta T$ ;  $\tilde{F}_1(y) = 1 + 2(a/b) - (\pi d^2 / (2bh)) + (\pi d/b)y$  — безразмерная площадь греющих поверхностей единичной ячейки;

$y = \delta / h$  — безразмерный межреберный зазор;  $a_1 = 5,62 \cdot 10^6 / Ra_h^m$ ;  $b_1 = 2,888 \cdot 10^3 / Ra_h^n$ ,  $Ra_h = g\beta(T_{тр} - T_0)h^3 / (\nu a)$ ;  $m = 3,9$ ;  $n = 2$ .

Для  $y_m = \delta_m / h$  можно записать

$$\delta_m / h \approx 2,66 / Ra_h^{1/4}. \quad (4)$$

Из (4) следует, что межреберный зазор  $\delta_m$  зависит от высоты экрана  $h$  и перепада температуры  $\Delta T = T_{тр} - T_0$ , как  $\delta_m \sim (h / \Delta T)^{1/4}$  и величина  $\delta_m$  является относительно слабой функцией переменных. Так, изменение  $\Delta T$  в рабочем интервале температуры в 2 раза изменяет  $\delta_m$  не более чем на 20 %.

Для реализованных на практике конструктивных и режимных параметров ПС [22] значение межреберного зазора, при котором обеспечивается режим с максимальным теплосъемом, должно составлять  $\delta_m = 5...7$  мм. При этом  $Ra_m = Ra_h(\delta_m / h)^{1/4} \approx 50$ . Согласно расчетной зависимости (2), значение  $Nu_{\delta d} \approx 1$  при  $Ra_m \approx 50$ , а режим теплоотдачи соответствует переходной области между теплопроводностным и конвективным режимами теплоотдачи в ПС.

При фиксированном значении межреберного зазора мощность теплосъема с единицы длины ПС  $Q_L$  зависит от перепада температур  $\Delta T$ . Рассчитанные по (3) зависимости  $Q_L(\Delta T)$  для ПС [22] с  $d = 13$  мм при различных значениях  $\delta$  приведены на рис. 7. Представленные графики наглядно показывают влияние межреберного зазора. Теплосъем  $Q_L$  достигает максимальных значений при  $\delta = 6$  мм, т. е. при  $\delta_m = 5...7$  мм. Отклонение от значения  $\delta_m$  в любую сторону приводит к уменьшению  $Q_L$ . Следует отметить, что уменьшение межреберного зазора до  $\delta = 2$  мм (с соответствующим переходом в теплопроводностный режим теплоотдачи) оказывается по теплосъему более выгодным, чем переход к большим значениям межреберного зазора  $\delta = 30$  мм и переход режима теплоотдачи к конвективному.

Мощность теплосъема  $Q_L$  (см. рис. 7) поступает в окружающую среду по различным энергетическим каналам. Нагрев воздуха внутри ПС сопровождается отводом тепловой мощности  $Q_{\Delta L}$  в экран системы, нагревая его до температуры  $T_{\Delta}$  и обуславливая возникновение внешнего свободно-конвективного и радиационного потоков удельной мощностью  $Q_{\Delta CL}$  и  $Q_{\Delta RL}$  соответственно. Через верхний открытый торец межреберного канала вытекает внутренний свободно-конвективный поток горячего воздуха

тепловой мощностью  $Q_{внCL}$ , который, смешиваясь с внешним (с экрана) свободно-конвективным потоком мощностью  $Q_{эCL}$ , образует поток горячего воздуха (тепловой мощностью  $Q_{\Sigma L} = Q_{эCL} + Q_{внCL}$ ), обеспечивающий нагрев поверхности вертикальной стенки помещения (рис. 8).

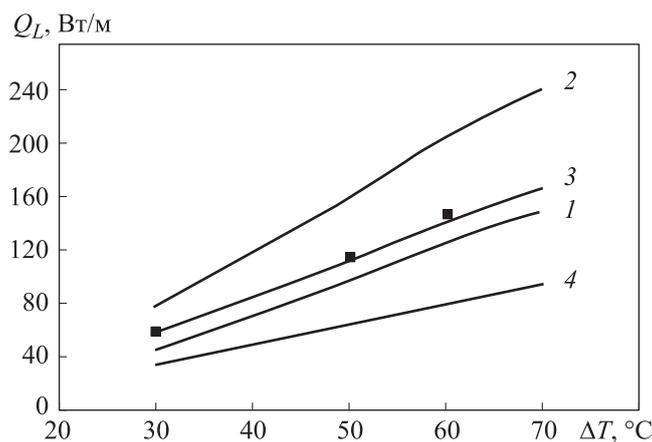


Рис. 7. Зависимости  $Q_L(\Delta T)$  для  $\text{PC}^2$  при  $\delta = 2$  (1), 6 (2), 12 (3) и 30 мм (4) (■ — экспериментальные данные<sup>2</sup>)

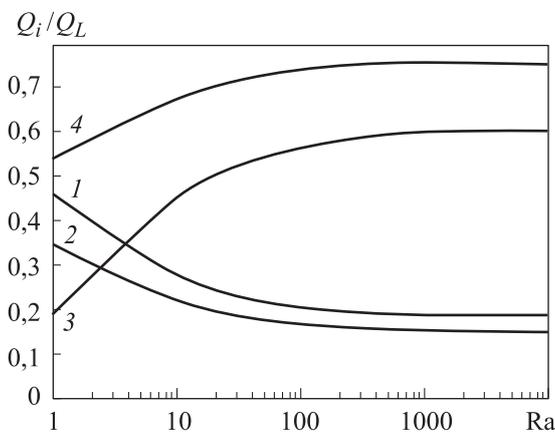


Рис. 8. Зависимость  $Q_i/Q_L(\text{Ra})$  при  $Q_{эRL}/Q_L$  (1),  $Q_{эCL}/Q_L$  (2),  $Q_{внCL}/Q_L$  (3) и  $Q_{\Sigma L}/Q_L$  (4)

В теплопроводном режиме теплоотдачи значительна доля потока энергии излучения  $Q_{эRL}/Q_L$ , уходящего в окружающую среду с поверхности экрана, значение которой хотя и уступает полному конвективному

<sup>2</sup> Test report 30-13229-T Engineering Test Institute, Brno, 2016.

потоку, но вплоть до  $Ra \approx 5$  превышает его отдельные составляющие  $Q_{\partial CL} / Q_L$ ,  $Q_{вн CL} / Q_L$ .

При конвективном режиме с  $RA \geq 10^2$  основная тепловая мощность ПС (до 70 %) сосредоточена в свободно-конвективном потоке теплого воздуха, поднимающегося вдоль поверхности стены помещения.

**Заключение.** Исследованы свободно-конвективные процессы теплообмена в каналах одного из конструктивных вариантов малогабаритной панельно-лучистой системы обогрева помещений типа теплый плинтус. Установлены критериальные зависимости для расчета основных теплообменных (число Нуссельта) и гидродинамических (число Рейнольдса) параметров от модифицированного числа Рэлея в вертикальном канале ПС с различными граничными условиями на стенках канала и наличием поперечно обтекаемых горизонтальных труб внутри канала. Изучено влияние основных геометрических и режимных параметров на эффективный коэффициент теплоотдачи. Предложена формула для расчета мощности удельного (на единицу длины ПС) теплосъема с греющих поверхностей внутренних элементов системы. Доказано, что удельная мощность теплосъема принимает максимальное значение при определенном значении межреберного зазора, при котором существует переходный режим теплообмена с  $Ra_m \approx 50$ . Показано, что ПС рассмотренного типа могут обеспечить генерацию свободно-конвективных потоков теплого воздуха, поднимающегося вдоль поверхности стены помещения с мощностью до 70 % мощности теплосъема. Полученные результаты могут стать основой для разработки методов расчета тепловых и радиационных процессов в помещениях с применением подобных теплообменных систем обогрева.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ploskić A., Holmberg S. Heat emission from thermal skirting boards. *Build. Environ.*, 2010, vol. 45, iss. 5, pp. 1123–1133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.10.016>
- [2] Elenbaas W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica*, 1942, vol. 9, iss. 1, pp. 1–28. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0031-8914\(42\)90053-3](https://doi.org/10.1016/S0031-8914(42)90053-3)
- [3] Bar-Cohen A., Rohsenow W.M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *J. Heat Transfer*, 1984, vol. 106, iss. 1, pp. 116–123. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3246622>
- [4] Anand N.K., Kim S.H., Fletcher L.S. The effect of plate spacing on free convection between heated parallel plates. *J. Heat Transfer*, 1992, vol. 114, iss. 2, pp. 515–518. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2911306>

- [5] Wang X., Pepper D.W. Numerical simulation for natural convection in vertical channels. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, vol. 52, iss. 17-18, pp. 4095–4102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.045>
- [6] Попов И.А. Гидродинамика и теплообмен внешних и внутренних свободно-конвективных вертикальных течений с интенсификацией. Казань, Центр инновационных технологий, 2007.
- [7] Суханов К.О. Определение условий применения систем водяного плинтусного отопления в жилых помещениях. *Инновации и инвестиции*, 2021, № 8, с. 167–170. EDN: CMXRRL
- [8] Shobi M.O., Salarian H., Nichkoohi A.L., et al. Experimental and numerical investigations of a modified designed baseboard radiator using an air gap enhancing free convection heat transfer. *J. Build. Eng.*, 2020, vol. 32, art. 101535. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.job.2020.101535>
- [9] Gheibi A., Rahmati A. An experimental and numerical investigation on thermal performance of a new modified baseboard radiator. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 163, art. 114324. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114324>
- [10] Bagheri N., Moosavi A., Shafii M.B. Thermal enhancement of baseboard heaters using novel fin-tube arrays: experiment and simulation. *Int. J. Therm. Sci.*, 2020, vol. 151, art. 106285. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106285>
- [11] Терехов В.И., Экаид А.Л. Ламинарная свободная конвекция между вертикальными параллельными пластинами с различными температурами. *Теплофизика и аэромеханика*, 2012, № 4, с. 415–429. EDN: PAKGPN
- [12] Kuzenov V.V., Ryzhkov S.V. Approximate method for calculating convective heat flux on the surface of bodies of simple geometric shapes. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2017, vol. 815, art. 012024. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/815/1/012024>
- [13] Aydin M. Dependence of the natural convection over a vertical flat plate in the presence of the ribs. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 1997, vol. 24, iss. 4, pp. 521–531. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(97\)00037-7](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(97)00037-7)
- [14] Tanda G., Devia F. Application of a schlieren technique to heat transfer measurements in free-convection. *Exp. Fluids*, 1998, vol. 24, pp. 285–290. DOI: <https://doi.org/10.1007/s003480050175>
- [15] Tanda G. Natural convective heat transfer in vertical channels with low-thermal-conductivity ribs. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2008, vol. 29, iss. 5, pp. 1319–1325. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.05.004>
- [16] Tanda G. Natural convection heat transfer in vertical channels with and without transverse square ribs. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1997, vol. 40, iss. 9, pp. 2173–2185. DOI: [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(96\)00246-3](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(96)00246-3)
- [17] Taowang, Zeliangyang, Guangchangfeng. Experimental study on heat transfer enhancement in the vertical nature convection by using delta-winglet longitudinal vortex generators. *Heat Transf. Asian Res.*, 2006, vol. 35, iss. 6, pp. 402–409. DOI: <https://doi.org/10.1002/htj.20126>

- [18] Yazicioglu B., Yuncu H. Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer. *Heat Mass Transf.*, 2007, vol. 44, no. 1, pp. 11–21. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0207-6>
- [19] Sparrow E.M., Pfeil D.M. Enhancement of natural convection heat transfer from a horizontal cylinder due to vertical shrouding surfaces. *J. Heat Transfer*, 1984, vol. 106, iss. 1, pp. 124–130. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3246623>
- [20] Cesini G., Paroncini M., Cortella G., et al. Natural convection from a horizontal cylinder in a rectangular cavity. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1999, vol. 42, iss. 10, pp. 1801–1811. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00266-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00266-X)
- [21] Clifford C.E., Kimber M.L. Optimizing laminar natural convection for a heat generating cylinder in a channel. *J. Heat Transfer*, 2014, vol. 136, iss. 11, art. 112502. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4028492>
- [22] Суханов К.О., Гримитлин А.М., Шкаровский А.Л. Микроклимат жилых помещений с плинтусной системой водяного отопления и подачей приточного воздуха через регулируемые оконные створки. *Вестник гражданских инженеров*, 2017, № 5, с. 111–115. DOI: <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2017-14-5-111-115>
- [23] Суханов К.О. Виртуальные испытания водяного плинтусного конвектора. *Инновации и инвестиции*, 2021, № 7, с. 143–146. EDN: IRXLMY
- [24] Гришин Ю.М., Хандрамай Н.А. Тепловая оптимизация параметров плинтусных систем отопления со свободно-конвективным теплообменом. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2024, № 8. EDN: KDHKOO
- [25] Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley, 2006.

**Гришин Юрий Михайлович** — д-р техн. наук, профессор кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Хандрамай Никита Андреевич** — аспирант кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Гришин Ю.М., Хандрамай Н.А. Численное исследование процессов теплообмена в каналах малогабаритных панельно-лучистых систем обогрева помещений. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 2025, №1 (118), с. 100–118. EDN: DVSTPB

## NUMERICAL STUDY OF HEAT EXCHANGE PROCESSES IN CHANNELS OF SMALL-SIZED PANEL-RADIANT HEATING SYSTEMS OF PREMISES

Yu.M. Grishin

ygrishin@bmstu.ru

N.A. Khandramay

bagamawa@gmail.com

**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**

---

### Abstract

The article presents the results of numerical 3D modeling of free-convective heat transfer processes in the channels of one of the main variants of a panel-radiant heating system of premises. The features of hydrodynamics and heat transfer in vertical channels of rectangular cross-section with the presence of horizontally arranged pipes and ribs mounted vertically on them, and various conditions of heat transfer on the surfaces of the adiabatic wall and radiation shield bounding the channels are revealed. The spatial distributions of temperature and air flow velocity in the system for two possible heat transfer modes are determined. The modes are implemented in different ranges of variation of the modified Rayleigh number  $Ra$  and correspond to heat transfer modes with a pre-existing thermal conductivity ( $Ra \leq 10$ ) and convective ( $Ra \geq 100$ ) heat transfer mechanism. It is shown that there is a limitation of the mass flow rate of the free-convective air flow through the channels of the system. It is established that the average heat transfer coefficient in the channel of the panel-radiant system is a monotonously increasing function of the distance between the edges of the system. The criterion dependences of the Reynolds and Nusselt numbers on the Rayleigh number and on the main design parameters of the system are proposed. A formula has been obtained for calculating the power of specific (per unit length) heat removal from the heating surfaces of the internal elements of the baseboard system. It is proved that the specific heat removal power takes on a maximum value at a certain value of the intercostal gap, at which a transient heat exchange regime should take place. Correlations between the capacities of convective and radiative heat fluxes generated in the considered heat exchange system have

### Keywords

*Natural convection, baseboard heating system, vertical channel, heat transfer coefficient, thermal power*

been established. The calculated and existing experimental data on the specific heat removal capacity are compared and their satisfactory agreement is indicated

Received 25.03.2024  
Accepted 15.01.2025  
© Author(s), 2025

*The work was partially supported under the government task by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (project no. FSFN-2024-0022)*

## REFERENCES

- [1] Ploskić A., Holmberg S. Heat emission from thermal skirting boards. *Build. Environ.*, 2010, vol. 45, iss. 5, pp. 1123–1133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.10.016>
- [2] Elenbaas W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica*, 1942, vol. 9, iss. 1, pp. 1–28. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0031-8914\(42\)90053-3](https://doi.org/10.1016/S0031-8914(42)90053-3)
- [3] Bar-Cohen A., Rohsenow W.M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *J. Heat Transfer*, 1984, vol. 106, iss. 1, pp. 116–123. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3246622>
- [4] Anand N.K., Kim S.H., Fletcher L.S. The effect of plate spacing on free convection between heated parallel plates. *J. Heat Transfer*, 1992, vol. 114, iss. 2, pp. 515–518. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2911306>
- [5] Wang X., Pepper D.W. Numerical simulation for natural convection in vertical channels. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, vol. 52, iss. 17-18, pp. 4095–4102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.045>
- [6] Popov I.A. Gidrodinamika i teploobmen vneshnikh i vnutrennikh svobodnokonvektivnykh vertikalnykh techeniy s intensivatsiyey [Hydrodynamics and heat exchange of external and internal free-convective vertical flows with intensification]. Kazan, Tsentr Innovatsionnykh Tekhnologiy Publ., 2007.
- [7] Sukhanov K.O. Determination of the conditions for the use of water skirting heating systems in residential premises. *Innovatsii i investitsii* [Innovation & Investment], 2021, no. 8, pp. 167–170 (in Russ.). EDN: CMXRRL
- [8] Shobi M.O., Salarian H., Nichkoohi A.L., et al. Experimental and numerical investigations of a modified designed baseboard radiator using an air gap enhancing free convection heat transfer. *J. Build. Eng.*, 2020, vol. 32, art. 101535. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.job.2020.101535>
- [9] Gheibi A., Rahmati A. An experimental and numerical investigation on thermal performance of a new modified baseboard radiator. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 163, art. 114324. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114324>
- [10] Bagheri N., Moosavi A., Shafii M.B. Thermal enhancement of baseboard heaters using novel fin-tube arrays: experiment and simulation. *Int. J. Therm. Sci.*, 2020, vol. 151, art. 106285. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106285>

- [11] Terekhov V.I., Ekaid A.L. Laminar free convection heat transfer and separated flow structure in a vertical channel with isothermal walls and two adiabatic opposing fins. *J. Engin. Thermophys.*, 2017, vol. 26, no. 3, pp. 339–352.  
DOI: <https://doi.org/10.1134/S1810232817030043>
- [12] Kuzenov V.V., Ryzhkov S.V. Approximate method for calculating convective heat flux on the surface of bodies of simple geometric shapes. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2017, vol. 815, art. 012024. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/815/1/012024>
- [13] Aydin M. Dependence of the natural convection over a vertical flat plate in the presence of the ribs. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 1997, vol. 24, iss. 4, pp. 521–531. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(97\)00037-7](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(97)00037-7)
- [14] Tanda G., Devia F. Application of a schlieren technique to heat transfer measurements in free-convection. *Exp. Fluids*, 1998, vol. 24, pp. 285–290.  
DOI: <https://doi.org/10.1007/s003480050175>
- [15] Tanda G. Natural convective heat transfer in vertical channels with low-thermal-conductivity ribs. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2008, vol. 29, iss. 5, pp. 1319–1325.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.05.004>
- [16] Tanda G. Natural convection heat transfer in vertical channels with and without transverse square ribs. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1997, vol. 40, iss. 9, pp. 2173–2185.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(96\)00246-3](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(96)00246-3)
- [17] Taowang, Zeliangyang, Guangchangfeng. Experimental study on heat transfer enhancement in the vertical nature convection by using delta-winglet longitudinal vortex generators. *Heat Transf. Asian Res.*, 2006, vol. 35, iss. 6, pp. 402–409.  
DOI: <https://doi.org/10.1002/htj.20126>
- [18] Yazicioglu B., Yuncu H. Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer. *Heat Mass Transf.*, 2007, vol. 44, no. 1, pp. 11–21.  
DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0207-6>
- [19] Sparrow E.M., Pfeil D.M. Enhancement of natural convection heat transfer from a horizontal cylinder due to vertical shrouding surfaces. *J. Heat Transfer*, 1984, vol. 106, iss. 1, pp. 124–130. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3246623>
- [20] Cesini G., Paroncini M., Cortella G., et al. Natural convection from a horizontal cylinder in a rectangular cavity. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1999, vol. 42, iss. 10, pp. 1801–1811. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00266-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00266-X)
- [21] Clifford C.E., Kimber M.L. Optimizing laminar natural convection for a heat generating cylinder in a channel. *J. Heat Transfer*, 2014, vol. 136, iss. 11, art. 112502.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4028492>
- [22] Sukhanov K.O., Grititlin A.M., Shkarovskiy A.L. The microclimate of living quarters with a skirting board water heating system and fresh air input through adjustable window sashes. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov* [Bulletin of Civil Engineers], 2017, no. 5, pp. 111–115 (in Russ.).  
DOI: <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2017-14-5-111-115>

- [23] Sukhanov K.O. Virtual testing of hot-water skirting convectors. *Innovatsii i investitsii* [Innovation & Investment], 2021, no. 7, pp. 143–146 (in Russ.). EDN: IRXLMY
- [24] Grishin Yu.M., Khandramay N.A. Thermal optimization of the skirting board heating system parameters at the free convection heat exchange. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2024, no. 8 (in Russ.). EDN: KDHKOO
- [25] Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., et al. Fundamentals of heat and mass transfer. Wiley, 2007.

**Grishin Yu.M.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Heat Physics, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Khandramay N.A.** — Post-Graduate Student, Department of Heat Physics, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

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

Grishin Yu.M., Khandramay N.A. Numerical study of heat exchange processes in channels of small-sized panel-radiant heating systems of premises. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2025, no. 1 (118), pp. 100–118 (in Russ.). EDN: DVSTPB