



## Численное моделирование температурных полей жилого помещения при работе радиаторной и напольной систем отопления

В.Э. Зинуров<sup>1</sup>, А.М. Мугинов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Казанский государственный энергетический университет,  
г. Казань, Российская Федерация

**Аннотация.** *Постановка задачи.* Обеспечение устойчивого теплового комфорта в жилых помещениях требует учета неоднородности температурного поля, формируемой различными типами отопительных систем. Традиционные методы теплотехнических расчетов не позволяют подробно описать взаимодействие конвективных и радиационных процессов, что определяет актуальность применения численного моделирования. *Цель исследования* заключалась в определении характеристик температурных полей в помещении при работе радиаторной и напольной систем отопления. Для достижения цели сформулированы задачи по построению геометрической и расчетной модели, выполнению исследования сеточной независимости, проведению расчетов при различных температурных условиях и анализу особенностей теплового режима.

Исследование выполнялось методом математического моделирования на основе решения уравнений движения воздуха и теплопереноса с учетом радиации. Рассматривалось помещение заданной геометрии с двумя вариантами отопления. Применялись полиэдрические сетки, проверенные на сеточную независимость. В расчетах использовалась ламинарная модель течения и модель радиационного теплообмена Monte Carlo.

*Результаты.* Количественно определены доли теплотерь через основные граничные области расчетной модели. Построены вертикальные профили средней температуры воздуха по высоте помещения при различных значениях температуры наружного воздуха. Показано, что приточная щель формирует локальный минимум температуры для обеих систем отопления, радиаторная система – локальный максимум температуры в области расположения отопительного прибора и выраженную вертикальную стратификацию.

*Выводы.* Наибольший вклад в суммарный тепловой баланс вносит подогрев приточного воздуха, доля которого достигает 44–53 % для радиаторной системы и 48–59 % для системы «теплый пол». Установлено, что приточная щель формирует устойчивую зону локального охлаждения на высоте  $y/Y \approx 0,33$ ; при этом система «теплый пол» обеспечивает более эффективную компенсацию локального охлаждения, а радиаторное отопление формирует локальную перегретую область при  $y/Y \approx 0,22$  и более выраженную вертикальную стратификацию температуры

**Ключевые слова:** численное моделирование, температурное поле, радиаторное отопление, напольное отопление, теплотери здания, тепломассообмен, сеточная независимость

**Для цитирования:** Зинуров В.Э., Мугинов А.М. Численное моделирование температурных полей жилого помещения при работе радиаторной и напольной систем отопления // Известия КГАСУ, 2026, № 1 (75), с. 123-135, DOI: 10.48612/NewsKSUAE/75.11, EDN: GQBZPK

# Numerical simulation of residential temperature fields during operation of radiator and floor heating systems

V.E. Zinurov<sup>1</sup>, A.M. Muginov<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russian Federation

**Abstract.** *Problem statement.* Ensuring sustainable thermal comfort in residential premises requires taking into account the heterogeneity of the temperature field formed by various types of heating systems. Traditional methods of thermal engineering calculations do not allow to describe in detail the interaction of convective and radiative processes, which determines the relevance of the application of numerical modeling. *The purpose of the study* was to determine the characteristics of the temperature fields in the room during the operation of radiator and floor heating systems. To achieve this purpose, the tasks were formulated: to create a geometric and computational model, to perform a study of grid independence, to perform calculations under various temperature conditions and analyze the features of the thermal regime.

The study was carried out using mathematical modeling based on solving the equations of air motion and heat transfer, taking radiation into account. A room of the given geometry with two heating options was considered. Polyhedral grids tested for grid independence were used. The calculations used the laminar flow model and the Monte Carlo radiative heat transfer model.

*Results.* The proportions of heat losses were quantitatively determined using the main boundary areas of the calculation model. Vertical profiles of the average air temperature over the room height were created for different outdoor air temperatures. It was shown that the supply slot forms a local temperature minimum for both heating systems, while the radiator system produces a local temperature maximum in the area of the heating device and a pronounced vertical temperature stratification.

*Conclusions.* The largest contribution to the total heat balance is associated with the heating of supply air, whose proportion reaches 44–53% for the radiator heating system and 48–59% for the floor heating system. It was established that the supply slot forms a persistent zone of local cooling at  $y/Y \approx 0,33$ ; at the same time, the floor heating system provides more effective compensation of local cooling, whereas the radiator heating system forms a local overheated zone at  $y/Y \approx 0,22$  and a more pronounced vertical temperature stratification.

**Key words:** numerical modeling, temperature field, radiator heating, floor heating, building heat loss, heat and mass transfer, grid independence

**For citation:** Zinurov V.E., Muginov A.M. Numerical simulation of residential temperature fields during operation of radiator and floor heating systems // News of KSUAE, 2026, № 1 (75), p. 123-135, DOI: 10.48612/NewsKSUAE/75.11, EDN: GQBZPK

## 1. Введение

Создание и поддержание комфортных параметров микроклимата в жилых помещениях является одной из ключевых задач современного строительства и эксплуатации зданий. Эффективность работы системы отопления определяет не только уровень теплового комфорта и санитарно-гигиенические условия, но также влияет на энергопотребление здания, долговечность строительных конструкций и общую экономическую устойчивость эксплуатации [1]. Среди применяемых систем отопления наибольшее распространение получили радиаторные системы и системы напольного отопления («теплый пол»), каждая из которых формирует характерное распределение температурных и скоростных полей в помещении [2].

При проектировании систем отопления и вентиляции особое значение имеет оценка пространственно неравномерных температурных и скоростных полей, определяющих комфорт и энергоэффективность работы оборудования. Традиционные методы теплотехнических расчетов, регламентированные нормативными документами, обычно основаны на предположении равномерного распределения температуры по объему помещения и не позволяют учесть реальное взаимодействие конвективных и

радиационных потоков. В этой связи все большее распространение получают методы математического моделирования, основанные на решении уравнений Навье–Стокса и энергии, что обеспечивает возможность построения детализированных карт температурных и воздушных полей внутри помещений [3].

Современные исследования микроклимата зданий в основном опираются на численное моделирование процессов тепломассообмена и анализ распределения параметров микроклимата. В работе [4] предложен нестационарный подход к оценке теплового режима малоэтажных зданий с деревянными ограждающими конструкциями: учитываются инсоляция и конвективный теплообмен, тепловые воздействия описываются разложением по рядам Фурье, что позволяет рассчитывать суточные колебания тепловой нагрузки систем кондиционирования и отопления для домов из древесины. В [5] на валидационных тестах вытесняющей вентиляции проанализировано влияние формы теплового манекена на структуру течения и теплообмена: расчеты выполнялись в RANS-постановке со стандартной  $k$ - $\varepsilon$ -моделью и сопоставлялись с эталонными экспериментами, что подтвердило корректность численного описания локальных полей скорости и температуры вблизи нагретого объекта. Отдельный класс задач связан с ограждающими конструкциями: в [6] разработана комбинированная аналитико-численная модель нестационарного теплопереноса через стены и покрытия с вентилируемым зазором; показано, что применение легкого вентилируемого фасада существенно снижает летние теплопоступления в помещение при хорошем согласовании с известными данными.

В задачах моделирования теплового режима помещений применяются как трехмерные, так и упрощенные постановки. В работе [7] выполнен сравнительный анализ 3D- и 2D-моделей сопряженного теплопереноса при функционировании газового инфракрасного излучателя. Установлено удовлетворительное совпадение температурных и скоростных полей, при этом расхождение средней температуры воздуха в рабочей зоне не превышало 2 °С, что обосновывает использование 2D-приближения на стадиях предварительных расчетов при значительном сокращении вычислительных затрат. Для радиационно-конвективных терминалов в исследовании [8] разработана и верифицирована CFD-модель ( $k$ - $\varepsilon$ -модель турбулентности, DO-радиация). Сравнение с экспериментальными данными показало преобладание принудительной конвекции и рост суммарного теплового потока при увеличении высоты ребра; напротив, увеличение шага ребра и труб снижает теплопередачу. Дополнительно развивается направление интеграции фазопереходных материалов (PCM) в излучающие панели. В обзоре [9] отмечено, что вследствие тепловой инерционности PCM корректнее выполнять годовые динамические расчеты; показана калибровка моделей с погрешностью  $\pm 0,5 \dots 1,5$  °С и рассмотрено влияние толщины PCM и режимов эксплуатации на теплоаккумулирующие свойства и показатели комфорта.

Обобщение результатов показывает, что CFD-методы и сопряженные модели позволяют достоверно описывать теплоперенос и конвекцию в помещениях, обеспечивая детализированный анализ работы систем отопления. Вместе с тем большинство исследований сосредоточено на вентиляционных процессах или отдельных отопительных приборах, тогда как сравнительные расчеты радиаторных и напольных систем при изменении наружной температуры встречаются редко. Применение математического моделирования [10, 11] делает возможным изучение этих процессов с высокой степенью точности и выявление особенностей формирования микроклимата в жилых помещениях холодных регионов.

Новизна работы заключается в комплексном численном сравнении радиаторной и напольной систем отопления в жилом помещении с учетом радиационного теплообмена и анализа влияния наружной температуры на пространственное распределение температурных полей и теплопотерь.

Целью работы является получение распределения температурных полей в жилом помещении при функционировании радиаторной системы и системы напольного отопления по отдельности с использованием методов математического моделирования.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. разработать геометрическую и расчетную модель помещения;

2. провести исследование сеточной независимости расчетной модели;
3. выполнить моделирование при различных граничных условиях;
4. построить температурные градиенты для каждого варианта отопления;
5. сопоставить полученные результаты и выявить особенности формирования температурного поля в зависимости от типа отопительной системы и климатических условий.

Решение указанных задач позволит углубить представления о процессах теплообмена в жилых помещениях, повысить точность расчетов систем отопления и создать предпосылки для их оптимизации с целью обеспечения устойчивого теплового комфорта и энергоэффективности зданий.

## 2. Материалы и методы

В исследовании рассматривается жилое помещение одноэтажного частного дома, расположенного в г. Казани. Помещение имеет одну наружную стену и два оконных проема высотой 1,47 м и шириной 1,4 м. Высота помещения составляет 2,7 м, ширина — 5,7 м, длина — 4,7 м. В конструкции предусмотрена дверь высотой 1,9 м и шириной 0,9 м. Для обеспечения нормативного воздухообмена под одним из окон выполнена приточная щель площадью 0,025 м<sup>2</sup>.

В исследовании анализировались два варианта отопления данного помещения: радиаторная система и система напольного обогрева («теплый пол»). Расчет выполнялся для симметричной расчетной области, представляющей собой половину помещения, выделенную вертикальной плоскостью раздела. На указанной плоскости задавалось граничное условие Symmetry, что соответствовало принятому допущению о симметричном характере распределения параметров относительно плоскости раздела (рис. 1).

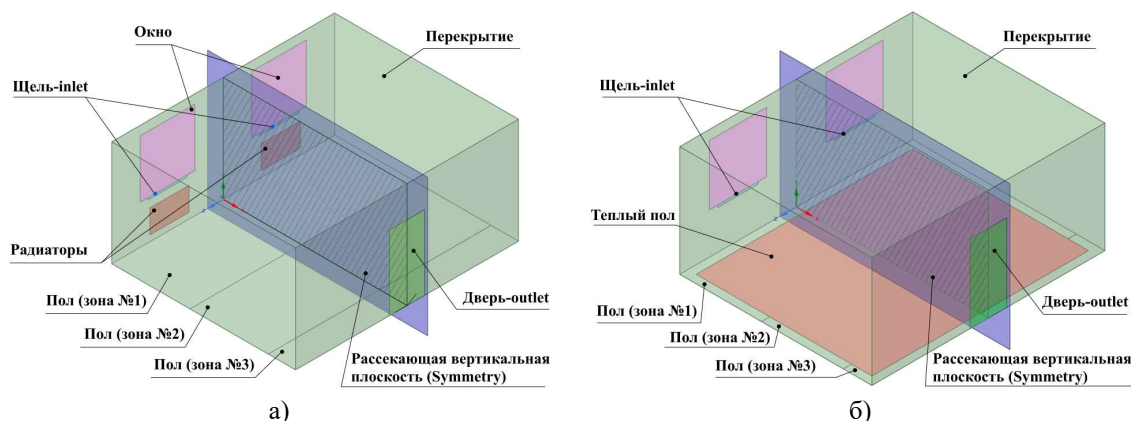


Рис. 1. Упрощенная модель жилого помещения: а – радиаторная система; б – система «теплый пол» (иллюстрация авторов)

Fig. 1. Simplified model of the living space: a – radiator system; b – floor heating system (illustration by the authors)

Для ограждающих конструкций назначались граничные условия третьего рода (Таблица 1). Температура наружного воздуха  $t_{нв}$  принималась равной 0, -29 и -41 °С. Также для ограждающих конструкций вводился приведенный коэффициент теплопередачи  $\alpha_{пр}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С), который вычисляется по формуле:

$$\alpha_{пр} = \frac{1}{R}, \quad (1)$$

где  $R$  – сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт. Величина  $R$  определялась по результатам теплотехнического расчета для рассматриваемого помещения в соответствии СП 50.13330.2024 «Тепловая защита зданий». Данный способ является общепринятым, что также отражено в работах [12,13].

Таблица 1

## Граничные условия для ограждающих конструкций

| Наименование границы | $\alpha_{пр}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C) |
|----------------------|-----------------------------------------|
| Наружная стена       | 0,2992                                  |
| Окна                 | 1,5750                                  |
| Перекрытие           | 0,2065                                  |
| Пол (зона №1)        | 0,2131                                  |
| Пол (зона №2)        | 0,1372                                  |
| Пол (зона №3)        | 0,0809                                  |

Для учета радиационной составляющей теплообмена на поверхностях задавался коэффициент черноты  $\varepsilon=0,8$ . Для приточной щели устанавливался массовый расход воздуха 0,00603 кг/с, что соответствует нормативному воздухообмену в жилом помещении для одного человека согласно ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях». Для поверхностей нагрева задавался удельный тепловой поток  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, определяемый по формуле:

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (2)$$

где  $Q$  – мощность отопительной системы, рассчитанная на основе теплового баланса из условия того, что в помещении должно поддерживаться 20 °C согласно ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях», Вт;

$F$  – площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>.

Для системы напольного отопления потери через пол не учитывались, так как принято, что нагрев пола происходит внутри него, то есть за пределами расчетной зоны. Таким образом, удельный тепловой поток от поверхности напольного отопления задавался за вычетом теплотерь через пол. Граничные условия для поверхностей нагрева представлены в таблице 2.

Таблица 2

## Граничные условия поверхностей нагрева

| Наименование границы | $q$ , Вт/м <sup>2</sup> |                 |                 |
|----------------------|-------------------------|-----------------|-----------------|
|                      | $t_{нв}=0$ °C           | $t_{нв}=-29$ °C | $t_{нв}=-41$ °C |
| Радиатор             | 606,7017                | 747,9015        | 265,4689        |
| «Теплый пол»         | 59,2139                 | 73,7153         | 24,1689         |

Для численного исследования построены сеточные модели помещения для обеих систем отопления, состоящие из полиэдрических элементов. Такой тип сетки обеспечивает оптимальное соотношение вычислительной ресурсоемкости и точности расчета [14]. Качество сеточной модели оценивалось по двум основным критериям – ортогональному качеству объемной сетки и скошенности плоских элементов. Использование данных параметров позволяет определить геометрическую корректность и устойчивость сетки: высокая ортогональность обеспечивает корректное аппроксимирование потоков, а низкая скошенность снижает численные искажения и повышает точность расчета [15]. Для определения оптимального числа ячеек выполнено исследование сеточной независимости, по результатам которого определено минимально необходимое количество элементов для рассматриваемой модели (табл. 3). Сеточная независимость оценивалась по значениям средней температуры на границах расчетной зоны  $t_{ср}$ , °C, при условии того, что  $t_{нв}=-29$  °C (Таблица 4). В итоговых численных расчетах функционирования радиаторной и напольной систем отопления использовались сеточные модели, включающие соответственно 2 222 721 и 2 010 933 объемных элемента. Результат построения сеточной модели помещения с радиаторной системой отопления представлен на рисунке 2. Для помещения с напольной системой отопления применялись аналогичные настройки сетки. Эквивалентный средний линейный размер объемного элемента по расчетной области составлял около 25,3 мм для радиаторной системы и 26,2 мм для системы «теплый пол». Указанные значения являются усредненными по объему

расчетной области, поскольку сетка была неравномерной и локально сгущалась в зонах наибольших градиентов температуры и скорости прежде всего в области приточной щели, оконного проема и вблизи нагревательных поверхностей. Для отверстия притока воздуха площадью 0,025 м<sup>2</sup> применялось локальное сгущение сетки. На отверстие приходилось порядка 200 поверхностных ячеек. При увеличении числа объемных ячеек отклонение значений средней температуры на границах расчетной зоны  $\gamma$  не изменялось более чем на 5%. Отклонение  $\gamma$  определялось по формуле:

$$\gamma = \left| \frac{t_{cp}^1 - t_{cp}^2}{t_{cp}^1} \right| \cdot 100\% \quad (3)$$

где  $t_{cp}^1$  – значение средней температуры на границе соответствующей расчетной зоны с меньшим количеством ячеек, °С;

$t_{cp}^2$  – значение средней температуры на границе соответствующей расчетной зоны с большим количеством ячеек, °С.

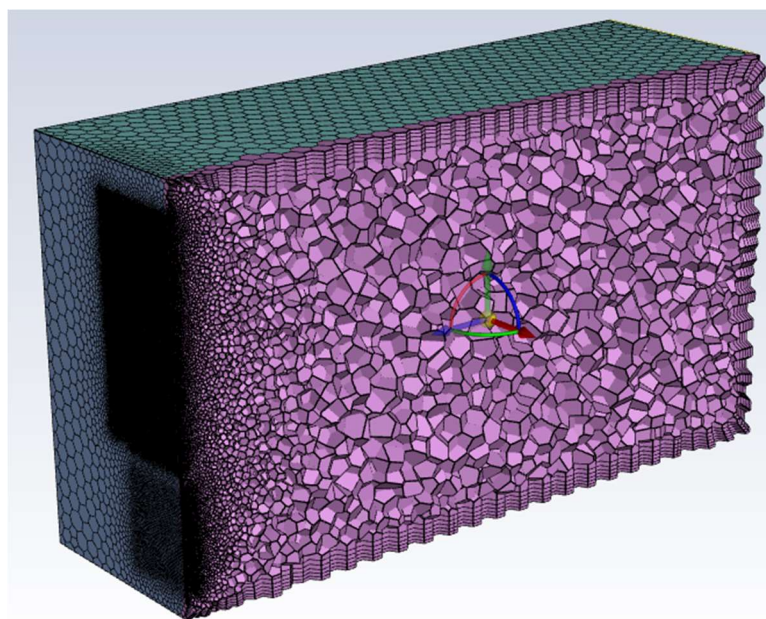


Рис. 2. Продольное сечение сеточной 3D-модели жилого помещения с радиаторной системой отопления (иллюстрация авторов)

Fig. 2. Longitudinal section of a 3D grid model of a residential building with a radiator heating system (illustration by the authors)

Для численного исследования использовалась ламинарная постановка течения. Следует отметить, что в задачах моделирования микроклимата помещений широко применяются и турбулентные RANS-модели, позволяющие более подробно описывать локальную структуру течения. В настоящей работе ламинарная постановка использовалась как инженерное расчетное приближение, поскольку целью исследования являлось сравнительное сопоставление интегральных температурных полей, теплопотерь и вертикальной стратификации воздуха при работе радиаторной и напольной систем отопления. Движение воздуха в расчетной области формировалось при сочетании слабой вынужденной конвекции, обусловленной нормативным притоком через щель, и свободной конвекции у нагретых поверхностей. При заданном массовом расходе воздуха 0,00603 кг/с и площади приточной щели 0,025 м<sup>2</sup> средняя скорость приточного потока составляла около 0,20 м/с. Максимальная скорость воздуха в помещении при  $t_{нв} = 0, -29$  и  $-41$  °С составляла соответственно 0,17; 0,19; 0,17 м/с для радиаторной системы отопления и 0,18; 0,19; 0,17 м/с соответственно для системы «теплый пол». Это указывает на слабую принудительную составляющую течения в объеме помещения и позволяет рассматривать ламинарную постановку как допустимое упрощение для решения именно сравнительной задачи.

Таблица 3

## Показатели сеточных моделей жилого помещения

| №                   | Кол-во поверхностных<br>ячеек | Кол-во объемных<br>ячеек | Минимальное<br>ортогональное<br>качество | Показатель<br>скошенности<br>поверхностных ячеек |
|---------------------|-------------------------------|--------------------------|------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| Радиаторная система |                               |                          |                                          |                                                  |
| 1                   | 12291                         | 2222721                  | 0,49892614                               | 0,38179739                                       |
| 2                   | 18543                         | 3428087                  | 0,50001836                               | 0,39955971                                       |
| «Теплый пол»        |                               |                          |                                          |                                                  |
| 1                   | 189544                        | 2010933                  | 0,46368647                               | 0,39135325                                       |
| 2                   | 289386                        | 3209804                  | 0,30001191                               | 0,39237486                                       |

Таблица 4

## Значения средней температуры на границах расчетной зоны

| №                   | Наименование границы | $t_{\text{ср}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ |          | $\gamma, \%$ |
|---------------------|----------------------|-------------------------------------------|----------|--------------|
|                     |                      | Сетка №1                                  | Сетка №2 |              |
| Радиаторная система |                      |                                           |          |              |
| 1                   | Перекрытие           | 22,04                                     | 21,97    | 0,32%        |
| 2                   | Пол (зона №1)        | 20,04                                     | 20,17    | 0,68%        |
| 3                   | Пол (зона №2)        | 21,24                                     | 21,38    | 0,68%        |
| 4                   | Пол (зона №3)        | 21,69                                     | 21,75    | 0,28%        |
| 5                   | Щель                 | -28,86                                    | -28,88   | 0,08%        |
| 6                   | Внутренние стены     | 22,28                                     | 22,31    | 0,14%        |
| 7                   | Дверь                | 21,92                                     | 21,94    | 0,09%        |
| 8                   | Наружная стена       | 14,65                                     | 14,50    | 1,03%        |
| 9                   | Радиатор             | 63,31                                     | 64,21    | 1,41%        |
| 10                  | Symmetry             | 21,95                                     | 21,96    | 0,07%        |
| 11                  | Окно                 | 16,02                                     | 15,97    | 0,30%        |
| «Теплый пол»        |                      |                                           |          |              |
| 1                   | Перекрытие           | 21,93                                     | 22,08    | 0,69%        |
| 2                   | Пол 1 зона           | 19,04                                     | 18,50    | 2,82%        |
| 3                   | Пол 2 зона           | 24,09                                     | 24,58    | 2,04%        |
| 4                   | Пол 3 зона           | 24,33                                     | 24,43    | 0,41%        |
| 5                   | Щель                 | -28,64                                    | -28,43   | 0,72%        |
| 6                   | Внутренние стены     | 22,52                                     | 22,72    | 0,86%        |
| 7                   | Дверь                | 22,53                                     | 22,98    | 1,99%        |
| 8                   | Наружная стена       | 14,34                                     | 13,80    | 3,73%        |
| 9                   | «Теплый пол»         | 25,09                                     | 26,14    | 4,16%        |
| 10                  | Symmetry             | 27,70                                     | 28,10    | 1,44%        |
| 11                  | Окно                 | 14,08                                     | 13,49    | 4,20%        |

## 3. Результаты и обсуждение

В результате численного исследования получены значения тепловых потерь  $Q$ , Вт, через ограждающие конструкции и за счет нагрева поступающего через приточную щель воздуха, также определено какую долю занимают теплопотери через различные граничные области от общего количества теплопотерь (табл. 5).

Таблица 5

## Показания теплопотерь для различных граничных областей

| Показания теплопотерь для различных граничных областей |                         |                        |                        |                      |                                          |                        |                      |
|--------------------------------------------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|----------------------|------------------------------------------|------------------------|----------------------|
| №                                                      | Наименование<br>границы | Q, Вт                  |                        |                      | Доля от общего количества<br>теплопотерь |                        |                      |
|                                                        |                         | t <sub>нв</sub> =−29°C | t <sub>нв</sub> =−41°C | t <sub>нв</sub> =0°C | t <sub>нв</sub> =−29°C                   | t <sub>нв</sub> =−41°C | t <sub>нв</sub> =0°C |
| Радиаторная система                                    |                         |                        |                        |                      |                                          |                        |                      |
| 1                                                      | Перекрытие              | 139,86                 | 173,95                 | 57,27                | 19%                                      | 23%                    | 8%                   |
| 2                                                      | Пол (зона №1)           | 31,83                  | 34,65                  | 24,94                | 4%                                       | 5%                     | 3%                   |
| 3                                                      | Пол (зона №2)           | 20,85                  | 22,73                  | 16,22                | 3%                                       | 3%                     | 2%                   |
| 4                                                      | Пол (зона №3)           | 4,34                   | 4,74                   | 3,37                 | 1%                                       | 1%                     | 0,4%                 |
| 5                                                      | Щель                    | 327,05                 | 399,74                 | 151,45               | 44%                                      | 53%                    | 20%                  |

Окончание таблицы 5

|              |                |        |        |        |     |     |     |
|--------------|----------------|--------|--------|--------|-----|-----|-----|
| 6            | Наружная стена | 81,14  | 100,80 | 33,65  | 11% | 13% | 4%  |
| 7            | Окно           | 144,99 | 180,78 | 58,91  | 19% | 24% | 8%  |
| «Теплый пол» |                |        |        |        |     |     |     |
| 1            | Перекрытие     | 140,2  | 173,7  | 63,11  | 21% | 25% | 9%  |
| 2            | Щель           | 327,20 | 400,00 | 151,50 | 48% | 59% | 22% |
| 3            | Наружная стена | 78,59  | 97,45  | 35,23  | 11% | 14% | 5%  |
| 4            | Окно           | 137,50 | 170,60 | 61,09  | 20% | 25% | 9%  |

Получена визуализация температурного поля в продольном сечении расчетной области при различных условиях (рис. 3).

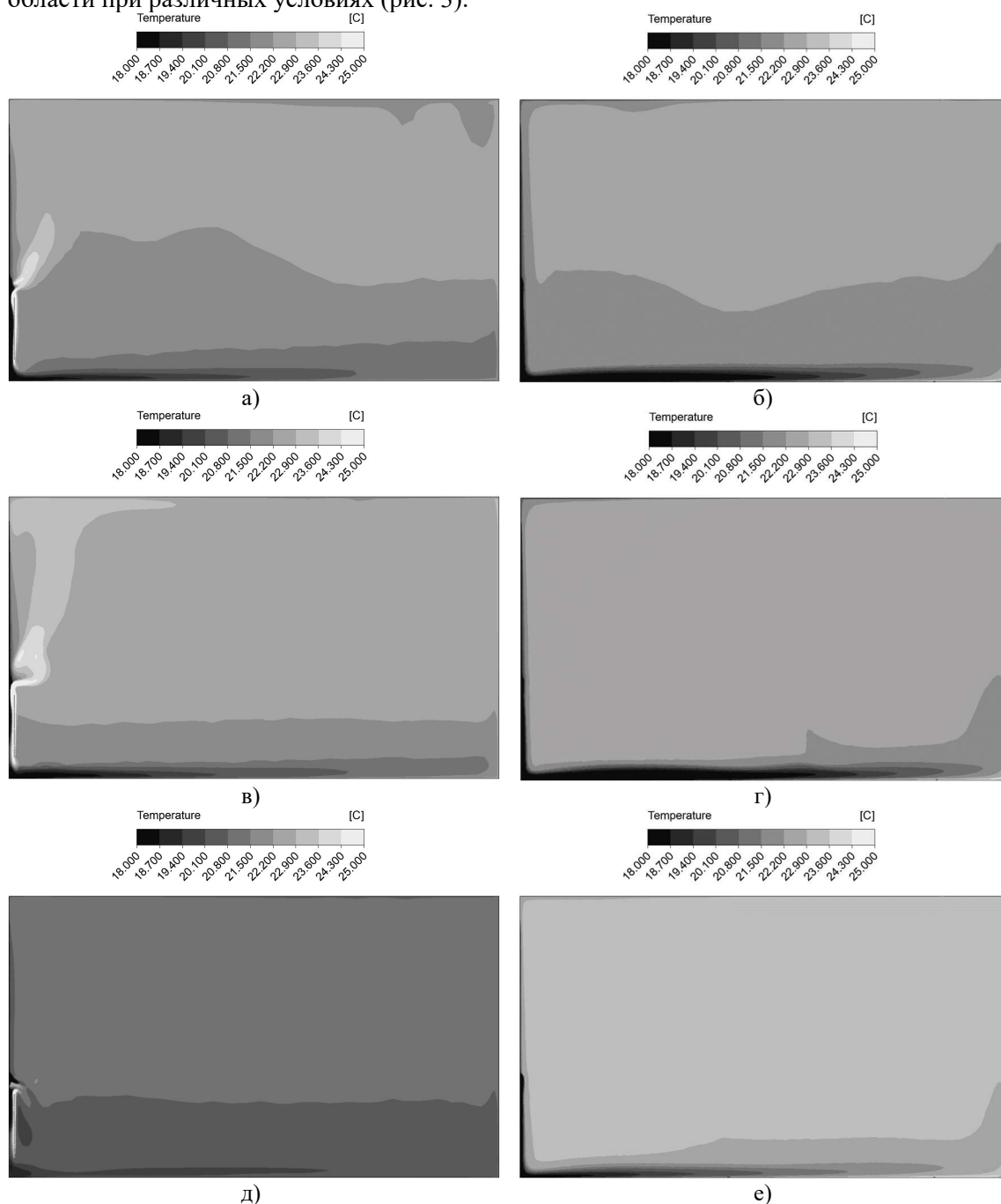


Рис. 3. Визуализация температурного поля в продольном сечении расчетной области в помещении: а, б –  $t_{\text{нв}} = -29$  °C; в, г –  $t_{\text{нв}} = -41$  °C; д, е –  $t_{\text{нв}} = 0$  °C; а, в, д – радиаторная система; б, г, е – напольная система (иллюстрация авторов)

Fig. 3. Visualization of the temperature field in the longitudinal section of the computational space in a room: а, б –  $t_{\text{нв}} = -29$  °C; в, г –  $t_{\text{нв}} = -41$  °C; д, е –  $t_{\text{нв}} = 0$  °C; а, в, д – radiator heating system; б, г, е – floor heating system (illustration by the authors)

Полученные данные согласуются с классическим распределением тепловых потерь в здании с учетом того, что расчет выполнялся для одного помещения: значительная часть утечки тепла приходится на перекрытие и оконный проем [16, 17]. Наибольший расход тепловой энергии связан с подогревом приточного воздуха, поскольку нормативный воздухообмен в полном объеме обеспечивался через щель под окном.

Из результатов следует, что радиаторная система формирует отчетливый градиент температурного поля, что характерно для данного типа отопительных систем [18, 19]. Напольная система не создает выраженной стратификации температуры по высоте помещения. Основное различие в работе рассматриваемых вариантов объясняется более высокой температурой поверхности радиатора, необходимой для обеспечения требуемого теплопритока при ограниченной площади нагрева. Радиатор вызывает интенсивный восходящий поток, который в первую очередь нагревает верхнюю зону помещения и тем самым увеличивает фактические тепловые потери через перекрытие по сравнению с результатами нормативного теплотехнического расчета. В напольной системе источник тепла распределен по всей площади и работает при низких температурах вследствие большой поверхности нагрева [20]. В результате воздух прогревается равномерно в нижней части помещения и, поднимаясь, постепенно заменяется новым объемом, который нагревается аналогичным образом. Это приводит к формированию монотонного температурного поля.

Анализ распределения температуры показал, что в обоих вариантах сохраняется зона пониженных значений под окном, возникающая из-за подачи холодного воздуха через приточную щель. При радиаторном отоплении эта область в среднем теплее, поскольку поступающий наружный воздух сначала контактирует с локальной областью повышенной температуры около радиатора и нагревается при движении вдоль его поверхности. По данным рисунка 3, вблизи оконного проема формируется зона пониженной температуры, что приводит к уменьшению тепловых потерь через окно по сравнению с нормативными расчетами, основанными на стандартных методиках.

Показано также, что при снижении температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  температурный градиент в помещении с радиаторной системой становится более выраженным. Это связано с увеличением температуры поверхности прибора, необходимым для компенсации возросших тепловых потерь и обеспечивающим усиление восходящего конвекционного потока, который дополнительно нагревает верхнюю часть комнаты. Изменение  $t_{нв}$  практически не повлияло на температурное распределение при использовании напольного отопления вследствие особенностей описанного выше механизма прогрева воздуха.

Для количественной оценки влияния температуры наружного воздуха на характер распределения температуры по высоте помещения дополнительно построены вертикальные профили средней температуры воздуха в помещении (рис. 4). При всех рассмотренных значениях температуры наружного воздуха наблюдается локальный минимум температуры в области  $y/Y \approx 0,33$ . Для радиаторной системы  $t_{ср,y}$  в этой зоне составляет 19,21; 17,46; 17,35 °C, а для системы «теплый пол» составляет 19,65; 18,55; 18,21 °C при  $t_{нв} = 0, -29$  и  $-41$  °C соответственно. Формирование локального минимума обусловлено поступлением наружного воздуха через приточную щель, расположенную на данном уровне. Для радиаторной системы отопления во всех рассмотренных режимах наблюдается локальный максимум температуры в области расположения отопительного прибора. Так, при  $y/Y \approx 0,22$  средняя температура воздуха составляет 25,40; 29,25; 30,83 °C при  $t_{нв} = 0, -29$  и  $-41$  °C соответственно. Это связано с локальным подводом теплоты и формированием зоны интенсивного нагрева воздуха вблизи радиатора.

Для системы «теплый пол» наибольшие значения  $t_{ср,y}$  наблюдаются при  $y/Y = 0,00 - 0,10$ , и составляют 22,22; 23,00; 28,79 °C при  $t_{нв} = 0, -29$  и  $-41$  °C соответственно. Повышенные значения температуры в данной области обусловлены непосредственным подводом теплоты через поверхность пола.

В верхней части помещения, при  $y/Y = 0,44-1$  профили температуры для обеих систем становятся близкими, однако их форма различается. Радиаторная система характеризуется более выраженной неравномерностью распределения температуры по высоте вследствие локального источника теплоты, тогда как для системы «теплый пол»

профиль температуры является более плавным, что свидетельствует о более равномерном прогреве помещения (рис. 4).

Таким образом, снижение температуры наружного воздуха приводит к усилению локального охлаждения на уровне приточной щели для обеих систем отопления. При этом радиаторная система формирует локальный максимум температуры в зоне расположения отопительного прибора, а система «теплый пол» – вблизи поверхности пола. Полученные профили подтверждают, что напольное отопление обеспечивает более равномерное распределение температуры по высоте помещения, тогда как радиаторное отопление сопровождается более выраженной вертикальной стратификацией.

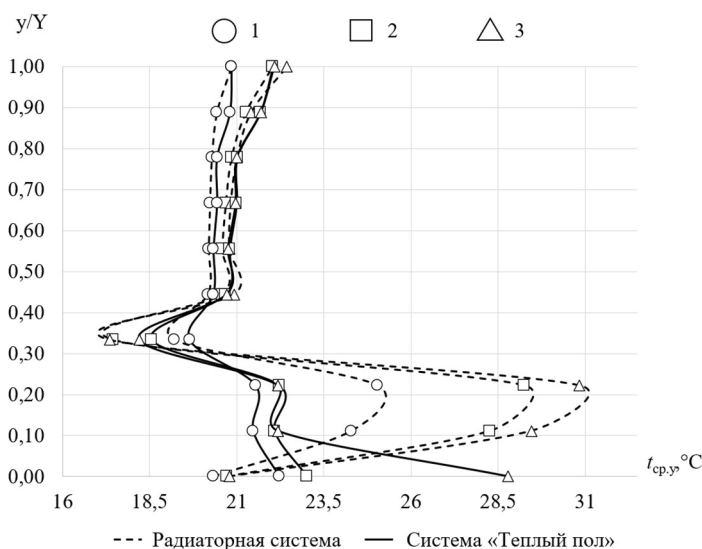


Рис. 4. Зависимость средней температуры воздуха в помещении от относительной высоты  $y/Y$  при радиаторной системе отопления и системе «теплый пол» для различных значений температуры наружного воздуха: 1 –  $t_{нв}=0$  °C; 2 –  $t_{нв}=29$  °C; 3 –  $t_{нв}=41$  °C (иллюстрация авторов)

Fig. 4. Dependence of the average indoor air temperature on the relative height  $y/Y$  for the radiator heating system and the floor heating system at different outdoor air temperatures: 1 –  $t_{out}=0$  °C; 2 –  $t_{out}=29$  °C; 3 –  $t_{out}=41$  °C (illustration by the authors)

Перспективным направлением исследования является анализ функционирования рассматриваемых систем при наличии мебели в помещении, поскольку распределение предметов способно изменять движение воздушных масс и температурное поле [21]. Существенное значение имеет также изучение влияния различных режимов вентиляции, так как параметры воздухообмена непосредственно определяют тепловые потери и структуру потоков [22]. Дополнительного внимания требует исследование вариантов совместной работы напольного и радиаторного отопления, что позволит оценить потенциал комбинированных схем в обеспечении устойчивых параметров микроклимата и повышении энергоэффективности [23].

#### 4. Заключение

1. Установлено, что использование сеток с 2 222 721 объемным элементом для радиаторной системы и 2 010 933 объемными элементами для системы «теплый пол» обеспечивает сеточную независимость результатов. При дальнейшем увеличении числа ячеек отклонение средней температуры на границах расчетной области не превышало 1,41 % для радиаторной системы и 4,20 % для системы «теплый пол».

2. Количественный анализ теплопотерь показал, что наибольший вклад в суммарный тепловой баланс вносит подогрев приточного воздуха. Доля теплопотерь через приточную щель составила 44 % для радиаторной системы и 48 % для системы «теплый пол» при  $t_{нв} = -29$  °C, а при  $t_{нв} = -41$  °C возросла до 53 % и 59 % соответственно. Среди ограждающих конструкций наибольшие теплопотери приходятся на окно и перекрытие.

3. По данным вертикальных профилей температуры установлено, что независимо от температуры наружного воздуха приточная щель формирует устойчивый локальный минимум температуры на высоте  $y/Y \approx 0,33$ . Для радиаторной системы в этой зоне средняя температура воздуха составляет 19,21; 17,46; 17,35 °С, а для системы «теплый пол» составляет 19,65; 18,55; 18,21 °С при  $t_{\text{нв}} = 0, -29$  и  $-41$  °С соответственно. Тем самым показано, что система «теплый пол» обеспечивает более эффективную компенсацию локального охлаждения в рабочей зоне: превышение температуры над радиаторной системой составляет 0,44; 1,09 и 0,86 °С соответственно.

4. Установлено, что характер теплоподвода определяет положение и величину локального максимума температуры по высоте помещения. Для радиаторной системы во всех рассмотренных режимах формируется локальный максимум при  $y/Y \approx 0,22$ , где средняя температура воздуха достигает 25,40; 29,25; 30,83 °С при  $t_{\text{нв}} = 0, -29$  и  $-41$  °С соответственно. Для системы «теплый пол» максимальный прогрев локализуется в зоне пола  $y/Y = 0-0,1$  и составляет 22,22; 23,00; 28,79 °С при  $t_{\text{нв}} = 0, -29$  и  $-41$  °С соответственно. Это количественно подтверждает, что радиаторное отопление формирует локальную перегретую область, тогда как напольное отопление обеспечивает более распределенный и равномерный прогрев помещения.

### Благодарности

Работа выполнена в рамках гранта Академии Наук Республики Татарстан на поддержку программ развития передовых инженерных школ республиканского значения «ТурбоПИШ», соглашение 1РПИШ от 19.12.2025г.

### Acknowledgment

The work was carried out within the framework of a grant from the Academy of Sciences of the Republic of Tatarstan to support programs for the development of advanced engineering schools of national significance "Turbo Advanced Engineering School", agreement 1 Russian advanced engineering school dated 12/19/2025.

### Список литературы/References

1. Tarasov V. A., Tarasova V. V., Afanasyev V. V. Mathematical modeling of the forecast and standby heating modes // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*. 2019. Vol. 21. No. 3. P. 73–85. DOI: 10.30724/1998-9903-2019-21-3-73-85.
2. Dakkama H. J. et al. Effect of Local Floor Heating System on Occupants' Thermal Comfort and Energy Consumption Using Computational Fluid Dynamics (CFD) // *Fluids*. 2023. V. 8. No. 11. P. 299.
3. Борисов Б. В. Математическое моделирование теплопереноса в помещении с газовым инфракрасным излучателем, системой воздухообмена и локальным ограждением рабочей зоны // *Сибирский журнал индустриальной математики*. 2023. Т. 26. № 1. С. 20–32.  
Borisov B. V. Mathematical modeling of heat transfer in a room with a gas infrared emitter, air exchange system and local enclosure of the working area // *Siberian Journal of Industrial Mathematics*. 2023. Vol. 26. No. 1. P. 20–32.
4. Мершчиев А. А., Головинский П. А., Свиринов М. В., Семенов А. С. Моделирование нестационарного теплового режима помещения с деревянными ограждающими конструкциями // *Вестник БГТУ имени В. Г. Шухова*. 2022. № 8.  
Merschiev A. A., Golovinsky P. A., Svirin M. V., Seminenko A. S. Modeling of the unsteady thermal regime of a room with wooden enclosing structures // *Bulletin of BSTU named after V. G. Shukhov*. 2022. No. 8.
5. Степашева Е. Д., Засимова М. А., Иванов Н. Г. Влияние формы теплового манекена на течение и теплообмен в модельном помещении с вытесняющей вентиляцией // *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки*. 2021. № 3.  
Stepasheva E. D., Zasimova M. A., Ivanov N. G. Influence of the shape of a thermal manikin on airflow and heat transfer in a model room with displacement ventilation // *Scientific and Technical Journal of SPbPU. Physics and Mathematics*. 2021. No. 3.

6. Окунев А. Ю., Левин Е. В. Моделирование нестационарного теплообмена через ограждающие конструкции с легкими вентилируемыми фасадами и кровлями // Вестник ТГАСУ. 2025. № 1.  
Okunev A. Yu., Levin E. V. Modeling of unsteady heat transfer through building envelopes with lightweight ventilated facades and roofs // Bulletin of TSUAB. 2025. No. 1.
7. Борисов Б. В., Вяткин А. В., Максимов В. И., Нагорнова Т. А. Сравнительный анализ двухмерного и трехмерного моделирования процессов теплопереноса при работе газового инфракрасного излучателя в помещении // Известия ТПУ. 2024. № 3.  
Borisov B. V., Vyatkin A. V., Maksimov V. I., Nagornova T. A. Comparative analysis of 2D and 3D heat transfer modeling with a gas infrared emitter in a room // Bulletin of TPU. 2024. No. 3.
8. Dong J. et al. Numerical simulation on heating performances of a radiant-convective heating terminal // Journal of Building Engineering. 2021. V. 39. P. 102307. DOI: 10.1016/j.jobee.2021.102307.
9. Moreira M. et al. Numerical modelling of radiant systems and phase change materials in building applications – a review // Applied Thermal Engineering. 2023. V. 234. P. 121342. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121342.
10. Charraou A. et al. Experimental study and numerical simulation of a floor heating system in a three-dimensional model: Parametric study and improvement // Applied Thermal Engineering. 2023. V. 233. P. 121151. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121151.
11. Mateus R., Pinto A., Pereira J. M. C. CFD methodology for predicting thermal plume from heat source: Experimental validation and simplified model // Building and Environment. 2024. V. 257. P. 111526. DOI: 10.1016/j.buildenv.2024.111526.
12. Ведищева Ю. С., Беляева З. В. Учет взаимного влияния элементов ограждающей конструкции здания на ее теплотехническое состояние // Академический вестник УралНИИпроект РААСН. 2023. № 2 (57).  
Vedishcheva Yu. S., Belyaeva Z. V. Taking into consideration mutual influence of building envelope elements on its thermal performance // Academic Bulletin of UralNIIProekt RAASN. 2023. No. 2 (57).
13. Малявина Е. Г., Ландырев С. С. Роль сопротивления теплопередаче окна в формировании результирующей температуры на границе обслуживаемой зоны помещения // Вестник МГСУ. 2024. № 7.  
Malyavina E. G., Landyrev S. S. The role of window thermal resistance in forming the resultant temperature at the boundary of the occupied zone // Bulletin of MGSU. 2024. No. 7.
14. Wang W., Cao Y., Okaze T. Comparison of hexahedral, tetrahedral and polyhedral cells for reproducing the wind field around an isolated building by LES // Building and Environment. 2021. V. 195. P. 107717. DOI: 10.1016/j.buildenv.2021.107717.
15. Park G. et al. Building geometry simplification for improving mesh quality of numerical analysis model // Applied Sciences. 2020. V. 10. No. 16. P. 5425. DOI: 10.3390/app10165425.
16. Najjar M. K. et al. A framework to estimate heat energy loss in building operation // Journal of Cleaner Production. 2019. V. 235. P. 789–800. DOI: 10.1016/j.jclepro.2019.07.026.
17. Маклакова С. Н., Викулов И. А., Скородумова А. А. Анализ потерь тепла при строительстве малоэтажного жилого дома // Евразийский Союз Ученых. 2020. № 10-6 (79).  
Maklakova S. N., Vikulov I. A., Skorodumova A. A. Analysis of heat losses in the construction of a low-rise residential building // Eurasian Union of Scientists. 2020. No. 10-6 (79).
18. Дацюк Т. А., Ивлев Ю. П., Пухкал В. А. Моделирование теплового режима жилых помещений при прерывистом отоплении // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 5. С. 179.

- Datsyuk T. A., Ivlev Yu. P., Pukhal V. A. Modeling thermal regime of residential premises under intermittent heating // Modern Problems of Science and Education. 2014. No. 5. P. 179.
19. Maivel M., Ferrantelli A., Kurnitski J. Experimental determination of radiator, underfloor and air heating emission losses due to stratification and operative temperature variations // Energy and Buildings. 2018. V. 166. P. 220–228. DOI: 10.1016/j.enbuild.2018.01.061.
20. Наумов А. Л., Капко Д. В. Напольная система отопления и охлаждения общественных и жилых зданий // Жилищное строительство. 2013. № 12.  
Naumov A. L., Kapko D. V. Floor heating and cooling systems for public and residential buildings // Housing Construction. 2013. No. 12.
21. Johra H., Heiselberg P. Influence of internal thermal mass on the indoor thermal dynamics and integration of phase change materials in furniture for building energy storage: A review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. V. 69. P. 19–32. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.145.
22. Tognon G. et al. Mechanical, natural and hybrid ventilation systems in different building types: Energy and indoor air quality analysis // Journal of Building Engineering. 2023. V. 76. P. 107060. DOI: 10.1016/j.jobbe.2023.107060.
23. Peng Y. et al. Hybrid system controls of natural ventilation and HVAC in mixed-mode buildings: A comprehensive review // Energy and Buildings. 2022. V. 276. P. 112509. DOI: 10.1016/j.enbuild.2022.112509.

#### Информация об авторах

**Зинуров Вадим Эдуардович**, кандидат технических наук, доцент, Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Российская федерация

Email: vadd\_93@mail.ru, ORCID: 0000-0002-1380-4433

**Мугинов Арслан Маратович**, инженер, Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Российская федерация

Email: dostoevskijkant@gmail.com, ORCID: 0009-0008-2914-6923

#### Информация об авторах

**Vadim E. Zinurov**, Candidate of Technical Sciences, associate professor, Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russian Federation

Email: vadd\_93@mail.ru, ORCID: 0000-0002-1380-4433

**Arslan M. Muginov**, , Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russian Federation

Email: dostoevskijkant@gmail.com, ORCID: 0009-0008-2914-6923

*Дата поступления: 18.02.2026*

*Дата принятия: 27.04.2026*