

УДК 004.9:536.2

DOI 10.47367/0021-3497_2024_3_218

**МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА
С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ****MODELING OF A CONVECTIVE HEAT EXCHANGER TO IMPROVE
ITS ENERGY EFFICIENCY***Е.О. ХОДЯШОВ, М.П. ТЮРИН, О.И. СЕДЛЯРОВ, Е.С. БОРОДИНА**E.O. KHODYASHOV, M.P. TYURIN, O.I. SEDLYAROV, E.S. BORODINA***(Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство))****(Russian State University named after. A.N. Kosygina (Technology. Design. Art))**

E-mail: khodyashov@yandex.ru, tyurin-mp@rguk.ru, sedlyarov-oi@rguk.ru, borodina-es@rguk.ru

Наложение потоков воздуха на теплообменник может происходить при различной геометрии последнего, что влияет на конвективный теплообмен и получение прироста тепловой мощности устройств. Под геометрией могут пониматься размеры теплообменной поверхности, форма, расстояние между частями устройства для свободного прохождения потоков воздуха. На теплообмен также влияет характер конвекции и скорость потока воздуха. Отсюда возникает понимание о вариативности подходов к увеличению тепловой мощности теплообменных аппаратов. Использование математического моделирования с помощью программ вычислительной гидродинамики позволяет получить представление о работе теплового оборудования еще до стадии его изготовления. Исследование теплообмена во внутрипольном конвекторе с приточной вентиляцией между рабочей средой, разделяющей стенкой и воздухом проводилось с использованием программного обеспечения «Comsol Multiphysics». В ходе экспериментов по моделированию создано несколько имитационных устройств с разным шагом установки пластин теплообменника и получены соответствующие тепловые мощности. Исследования показали, что предпочтительный шаг установки пластин в теплообменнике приведенного типа должен быть равен 3 мм. Это необходимо для достижения наилучшей тепловой эффективности устройства. Результаты экспериментального моделирования в дальнейшем будут использованы на отечественном заводе по производству отопительного оборудования.

The superposition of air flows on the heat exchanger can occur at different geometry of the latter, which affects the convective heat exchange and obtaining an increase in thermal capacity of the devices. The geometry can be understood as the

dimensions of the heat exchanger surface, shape, distance between the parts of the device for free passage of air flows. Heat transfer is also affected by the nature of convection and air flow velocity. Hence, there is an understanding of the variability of approaches to increase the thermal capacity of heat exchange apparatuses. The use of mathematical modeling with the help of computational fluid dynamics programs, allows to get an idea of the operation of thermal equipment even before the stage of its manufacture. The study of heat exchange in the in-floor convector with inlet ventilation between the working medium, separating wall and air was carried out using the software "Comsol Multiphysics". During the modeling experiments, several simulation devices with different heat exchanger plate spacing were created and the corresponding heat capacities were obtained. The studies have shown that the preferred plate spacing in the heat exchanger of the given type should be 3 mm. This is necessary to achieve the best thermal efficiency of the device. The results of experimental modeling will be further used in the domestic heating equipment manufacturing plant.

Ключевые слова: Comsol, численное моделирование, теплообмен, турбулентное течение, энергосбережение, внутрипольный конвектор, теплообменник, ламинарное движение воздуха.

Keywords: Comsol, numerical modeling, heat exchange, turbulent flow, energy saving, in-floor convector, heat exchanger, laminar air movement.

Повышение эффективности работы теплообменного оборудования и последующее энергосбережение является актуальной задачей. Это высказывание подтверждается изложенной в [1] информацией о стимулировании в Российской Федерации проектов по энергосбережению в соответствии с Законом №261-ФЗ и следовании курсом снижения потребления энергетических ресурсов в будущем. Как замечено в статье [2], одним из вариантов повышения энергоэффективности системы отопления является использование низкопотенциальных источников теплоснабжения, таких как теплонасосные установки (ТНУ). Но вместе с этим возникает необходимость эффективной передачи энергии от теплоносителя к воздуху в помещении, что может быть достигнуто улучшением существующих отопительных приборов.

Отопительные устройства, например внутрипольные конвекторы, с точки зрения численного моделирования плохо изучены, на отечественных предприятиях перед производством используются простые вычисления с применением методик по ГОСТ. Это требует многократных проверок и испытаний уже после создания образца. По-

скольку современный мир развивается и преобразуется с помощью компьютерных вычислений и прогнозов, то и моделирование процессов теплообмена в отопительном оборудовании с его последующим улучшением определяет собой актуальность данной проблемы. Одной из программ численного моделирования теплофизических процессов является «Comsol Multiphysics» и ее возможности рассмотрены на примере расчета конвективных теплообменников.

Программа использует возможности «CFD» моделирования, что расшифровывается как «computational fluid dynamics» или вычислительная гидродинамика, основанная на методе конечных элементов [3]. Действуют уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу, и модель турбулентности k-ε. Полученные результаты моделирования движения сред и общей тепловой мощности являются важными составляющими для инженерного анализа будущего устройства. Так, эксперименты показали, что при движении воздуха через теплообменник с разным шагом установки пластин меняется теплопроизводительность всего конвектора. Информация о наилучшем результате эксперимента позво-

лит заводу сразу создавать только необходимые отопительные приборы.

В существующем понятии о конвективном теплообмене лежит принцип передачи тепловой энергии при движении жидкости или газа за счет конвекции и теплопроводности. Обтекание теплообменного аппарата воздухом может различаться на вынужденную и свободную конвекцию, которую иногда называют естественной [4]. В первом случае вынужденное движение воздуха возникает под действием внешней силы, создающей разность давлений в потоке. Это может быть воздействие насоса или вентилятора. Во втором случае при свободной конвекции движение среды идет за счет разности плотностей в объеме помещения, что может проявляться в виде неравномерности распределения поля температур, называемой иногда термогравитационной конвекцией.

Движение потоков в основном разделяется на ламинарный и турбулентный. При небольших скоростях движения текучей среды ее частицы движутся параллельно, не пересекаясь, а параметры течения, такие как температура, давление, скорость, представляют собой гладкие функции в зависимости от времени. Турбулентное движение более распространено и представляет собой пульсирующие функции от времени, а частицы могут двигаться по хаотичным и пересекающимся траекториям [5]. Определить режим течения в каждом конкретном случае поможет критерий Рейнольдса (число Рейнольдса Re) [4]:

$$Re = \frac{v d_{\text{экв}} \rho}{\mu}, \quad (1)$$

где v – скорость течения среды, м/с; $d_{\text{экв}}$ – диаметр проходного сечения, который в случае круглой трубы равен ее внутреннему диаметру, а при прямоугольном сечении рассчитывается дополнительно, мм; ρ – плотность исследуемой среды, кг/м³; μ – динамическая вязкость среды, Па·с.

Отопление помещений можно осуществлять конвекторами или радиаторами. Первые отличаются тем, что их можно

установить возле панорамных окон или окон с низким подоконным пространством, не загромождая вид, сохраняя эстетичные дизайнерские решения. Конвективный обогрев создает перед окном тепловую завесу, которая препятствует запотеванию остекления. Конвектором можно назвать прибор, общий тепловой поток которого не менее чем на 75% состоит из теплообмена с окружающей средой за счет конвекции [6]. Можно выделить напольные, плинтусные и внутрипольные отопительные устройства, которые в общих чертах представляют собой ребристые трубы в кожухе или без такового [7].

Внутрипольные конвекторы бывают с принудительной и естественной циркуляцией воздуха, а также с установкой приточной вентиляции (рис. 1).

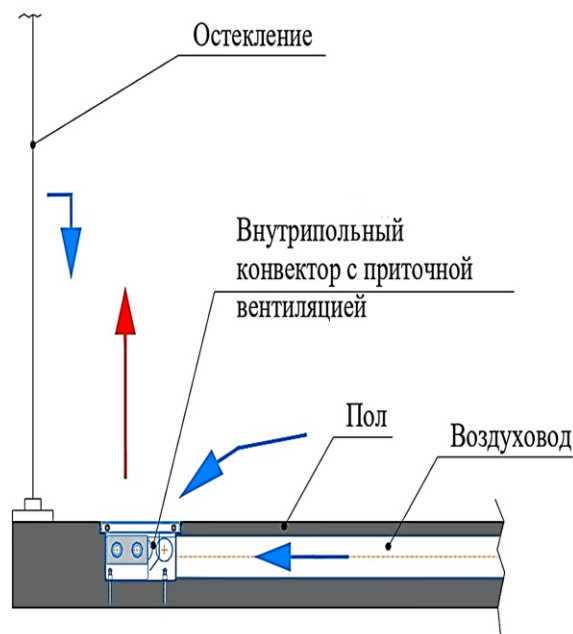


Рис. 1

Приточная вентиляция представляет собой проложенные под полом воздуховоды, соединенные с кожухом конвектора, по ним в помещение поступает свежий воздух с улицы, предварительно проходя через отопительный прибор. Внутри такого устройства устанавливается заслонка, которую можно регулировать по высоте, тем самым изменяя подачу воздуха на теплообменник.

Плюсы внутрипольных конвекторов с приточной вентиляцией:

микроклимат лучше за счет притока свежего воздуха с улицы в сравнении с помещениями, где циркулирует воздух, подсушенный отопительными приборами без приточной вентиляции;

общий тепловой поток больше в сравнении с приборами, работающими только на естественной циркуляции;

уровень шума меньше в сравнении с конвекторами на принудительной тяге воздуха;

нет затрат на электроэнергию, как в случае с вентиляторными приборами.

К минусам стоит отнести усложнение общего монтажа за счет прокладки воздуховодов под полом.

На данном этапе работы актуальна разработка моделей данного типа и проверка множества параметров, влияющих на тепловую мощность устройства в среде математического моделирования.

Описание модели внутривольного конвектора с приточной вентиляцией

За основу построения геометрии модели взяты данные одного из реальных приборов с естественной циркуляцией. Геометрическая модель с принятой длиной 500 мм, высотой 100 мм и шириной 200 мм создана в среде «Comsol Multiphysics» инструментами программы. Декоративная решетка, распорные мосты, подставки под теплообменник могут играть существенную роль в теплообмене, но были упрощены и не используются в расчете, поскольку имеют большой вариативный ряд. Например, один и тот же теплообменник может закрываться решеткой, состоящей из планок различного сечения, материалов и частоты расположения. Поэтому в данной статье будет рассматриваться лишь шаг посадки пластин на трубку теплообменника и влияние заданной геометрии на тепловой поток к окружающей среде внутри корпуса устройства.

Стоит заметить, что ни одно программное обеспечение не показывает данных, которые могли бы быть получены в результате реальных экспериментов на стенде, ввиду того, что моделирование происходит в идеальных условиях, которые не достижимы в жизни. Но для сравнительного анализа и своего рода «предсказания», как бу-

дет проходить тот или иной процесс, этого достаточно.

Добавлена заслонка внутри конвектора для направления потока воздуха, поступающего в кожух через входное отверстие от воздуховода с диаметром 80 мм. Теплообменник состоит из калача трубки с диаметром 14 мм с насаженными на нее пластинами размерами 50 мм в высоту, 100 мм в ширину. На данный момент минимально возможный шаг установки пластин по длине теплообменника на производстве теплотехнического оборудования составляет 2,2 мм, максимальный шаг – 7 мм. Предполагается отсутствие лимита по количеству установленных пластин на фиксированной длине трубок теплообменника. Чем выше шаг установки, тем меньшее количество пластин умещается на фиксированной длине, при этом уменьшается и итоговая стоимость производства, которая составляет порядка 10 рублей за одну пластину.

Настройка расчетной модели осуществляется с помощью элементов главного меню программы и является программированием в готовой среде. Этот процесс необходим в любой расчетной программе, чтобы научить ее понимать наши требования, граничные условия и направить предполагаемый ответ на вопрос, которым задаются изначально исследователи. В данной статье это вопрос о том, как получить максимальную тепловую мощность, меняя геометрические параметры.

Заданы материалы медно-алюминиевого теплообменника, значения их толщины, тепловые характеристики используемых рабочих сред. Так, температура воды на входе в трубку теплообменника задается равной 90 °С, температура воздуха, подводимого в кожух конвектора, 20 °С [8]. Задаются поверхности, которые не будут участвовать в теплообмене в условиях данной постановки задачи, не учитывается теплообмен с окружающей средой через стенку кожуха внутривольного конвектора. Все процессы рассматриваются только в коробе отопительного прибора.

Для задания характера движения рабочих сред стоит учесть число Рейнольдса. Для воды в трубке теплообменника харак-

терна скорость $v = 0,67$ м/с (по расходу 360 кг/ч в соответствии с [9]), $d_{\text{ЭКВ}} = 14$ мм, $\rho = 965$ кг/м³, $\mu = 0.000315$ Па·с, что после приведения к системе СИ и использования формулы (1) дает $Re = 28915$.

Для воздуха проведен похожий расчет для установления режима течения через отверстие в кожух конвектора при скорости $v = 2$ м/с (что соответствует 37 м³/ч и не выходит за рамки поступления наружного воздуха в помещение по [10]), $d_{\text{ЭКВ}} = 80$ мм, $\rho = 1,2$ кг/м³, $\mu = 0,0000181$ Па·с, тогда по (1) число Рейнольдса $Re = 10624$.

После задания режимов течения рабочих сред с помощью интерфейса программы связываются физика движения и теплообмен. Затем в автоматическом режиме выполняется расчетная сетка из тетраэдров. Процесс расчета в программе даже с учетом всех упрощений может занимать продолжительный промежуток времени – от 30 минут и до 16 часов.

Расчеты и результаты моделирования теплообмена в устройстве

Моделирование выполняется в два шага, которые не подлежат сравнению ввиду задания различных условий течения среды. В первом эксперименте будет задана широко распространенная модель турбулентности «k-ε» для поиска первого приближения эффективности установки пластин, а также для нахождения осредненной скорости потока воздуха в непосредственной близости от теплообменника. Эта скорость необходима для второго независимого эксперимента, в котором используется ламинарная модель течения воздуха между близко расположенными пластинами теплообменника. Также второй эксперимент необходим для получения сходимости в условиях малого шага между пластинами и доказательства эффективности определенного шага в первом опыте.

В ходе первого эксперимента выполнено моделирование конвектора с разным количеством пластин для определения в первом приближении оптимального шага их установки с учетом технологических ограничений. На рис. 2 показана геометрия устройства и поле скорости движения воздуха.

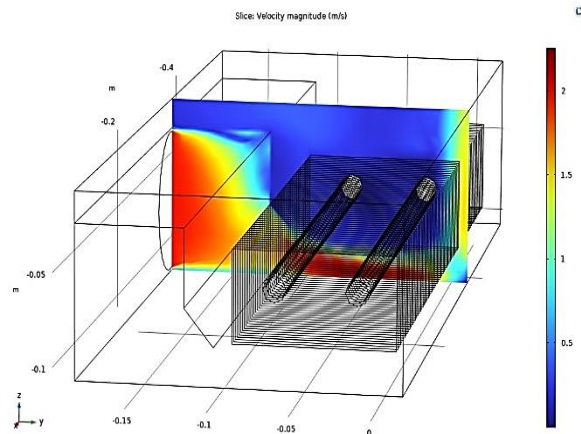


Рис. 2

В первом эксперименте шаг установки принимался от 3 до 7 мм. В принятой модели турбулентности дальнейшее уменьшение шага нецелесообразно, поскольку вызывает резкое возрастание нагрузки на вычислительные мощности компьютера. Результаты данного типа экспериментов приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Шаг между пластинками теплообменника, мм	Количество пластин, шт.	Общий тепловой поток по воздуху, Вт
3	144	293
4	108	249
5	86	220
6	72	200
7	62	185

Здесь самый теплопроизводительный вариант установки шага пластин оказался 3 мм. Модель выше также служит для понимания поля скорости воздуха на входе в область расположения пластин теплообменника. Для нахождения этого поля и усреднения скорости задана дополнительная область под теплообменником на всей его площади расположения (рис. 3).

Округляя в меньшую сторону до одной десятой после запятой число, характеризующее скорость потока осредненного по площади области интереса «10», получаем скорость 0,6 м/с на подходе к пластинкам. Она необходима для задания начальной скорости в укрупненной модели второго эксперимента, который более точно описывает процесс теплосъема в узких сечениях между пластинами теплообменника.

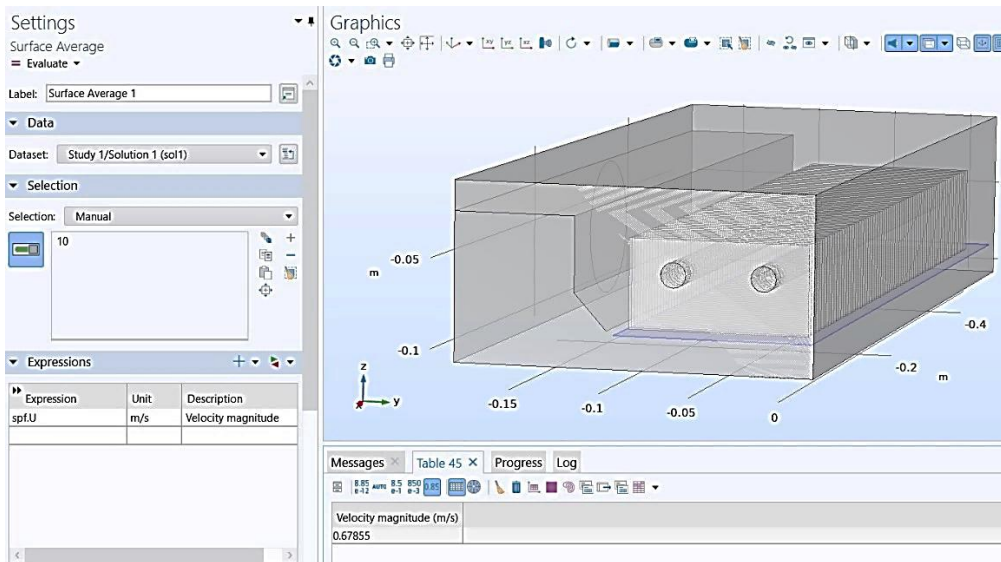


Рис. 3

Так, для шагов 1, 2.2, 3, 4 и 5 мм выделена область интереса части теплообменника и небольшого пространства вокруг, как показано на рис. 4. Это было необходимо для получения результатов сравнения очень мелких шагов расположения пластин и даже одного шага (1 мм), который нельзя изготовить силами завода, но он показателен для чистоты эксперимента. Шаги 6 и 7 мм уже не учитываются, поскольку в первом эксперименте они не давали большого прироста тепловой мощности. Границы выделенной области, не являющиеся входом и

выходом воздуха и воды, задаются без теплообмена с окружающей средой. Рассматриваются процессы только выбранной области.

Температура воды на входе в трубку теплообменника задается, как и в первом эксперименте, равной 90 °С, температура воздуха, подводимого снизу под теплообменник, 20 °С. Для воды в трубке теплообменника принимаем скорость $v = 0,67$ м/с из первого эксперимента, $d_{\text{экв}} = 14$ мм, $\rho = 965$ кг/м³, $\mu = 0,000315$ Па·с, $Re = 28915$.

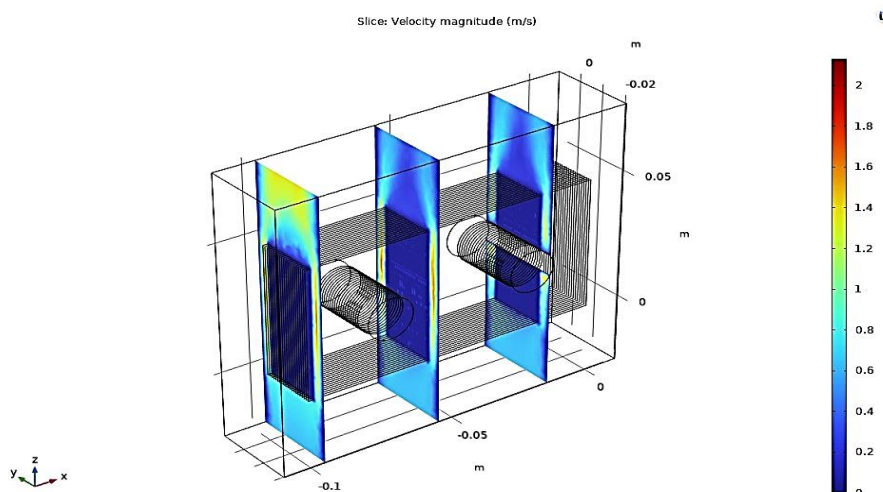


Рис. 4

В изображенной модели на рис. 4 и во всем втором эксперименте задано ламинарное движение воздуха, поскольку если рассматривать только область теплообменника,

то пространство, создаваемое пластинами, можно представить воздухопроводами прямоугольного сечения, где силы вязкости высоки в сравнении с силами инерции, а число

Рейнольдса мало. Формула эквивалентного диаметра для каналов прямоугольного сечения [3]:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4S}{P} = \frac{2ab}{(a + b)}, \quad (2)$$

где S – площадь сечения канала; P – «смоченный» периметр канала; a – длина шага; b – длина пластинки.

Например, при шаге 1 мм между пластинами и длине самой пластины 100 мм, полученной из первого эксперимента скорости воздуха на входе в область моделирования $v = 0,6$ м/с $d_{\text{экв}} = 0,00198$ мм по (2), $\rho = 1,2$ кг/м³, $\mu = 0,0000181$ Па·с, тогда по (1) число Рейнольдса $Re = 79$.

Данные по тепловой мощности выделенной области интереса с частью теплообменника приведены в табл. 2. Эти данные необходимы для сравнительной характеристики и анализа лучшего шага расположения пластин только в рамках второго эксперимента.

Т а б л и ц а 2

Шаг между пластинками теплообменника, мм	Количество пластин, шт.	Общий тепловой поток по воздуху, Вт
1	21	80
2.2	10	97
3	8	103
4	6	96
5	5	90

Второй эксперимент с рассмотрением только части теплообменника говорит о том, что максимум теплосъема достигается при шаге 3 мм между пластинами, дальнейшее уменьшение шага нецелесообразно, поскольку поток воздуха будет встречать большое сопротивление в области расположения пластин и стремиться обойти ее, что ухудшит теплообмен. Стоимость устройства в целом и сложность изготовления будут сильно возрастать при уменьшении шага более 3 мм. В отличие от первого эксперимента, при задании различных режимов течения (в первом случае турбулентного, в последнем ламинарного) полученные результаты указывают на один и тот же наилучший шаг посадки пластин на трубку теплообменника.

В Ы В О Д Ы

Результаты моделирования позволили определить оптимальные геометрические параметры установки пластин внутрипольного конвектора с приточной вентиляцией для достижения максимальной эффективности. Наилучшим вариантом является создание отопительного прибора с шагом между пластинами в пакете теплообменного аппарата, равным 3 мм.

Ожидается, что результаты данного и последующих исследований будут положены в основу отечественного промышленного производства новых типов конвекторов и станут полезны для специалистов в области теплообменного оборудования.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Адаменко К.В.* Сравнительный подход в анализе теоретических аспектов в энергетической политике государства // *Инновационная наука*. 2015. №8. С. 7...12.
2. *Меладзе В.* Энергоэффективность стальных панельных радиаторов в низкотемпературных системах отопления // «С.О.К.»: электрон. версия журн. 2015. №9. С. 44...45.
3. *Carlos C.X.S. Lima, Alvaro A.V. Ochoa, Jose A.P. da Costa etc.* Experimental and Computational Fluid Dynamic – CFD Analysis Simulation of Heat Transfer Using Graphene Nanoplatelets GNP/Water in the Double Tube Heat Exchanger // *MDPI journal «Processes»*. 2023, № 11 (9). P. 2735. – DOI: 10.3390/pr11092735
4. *Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С.* Экспериментальное исследование теплоотдачи однорядного пучка из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2017. Т. 60, №4. С. 352...366.
5. *Балонишников А.М.* Детерминированный хаос и развитая гидродинамическая турбулентность // *Известия Российского государственного педагогического университета им. А. И. Герцена*. 2007. №8 (38). С. 7...12.
6. *Сасин В.И.* Конвекция и радиация при достижении теплового комфорта // «Аква-Терм»: электрон. версия журн. 2019. №4 (110). С. 10...13.
7. *Лепилина Е.В., Шелехов И.Ю.* Использование электроприборов в инженерных системах // *Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость*. 2013. №2 (5). С. 82...86.
8. *Суханов К.О.* Виртуальные испытания водяного плинтусного конвектора // *Инновации и инвестиции*. 2021. №7. С. 143...146.
9. *Замалеев З.Х., Валиуллин М.А., Димиева А.И.* Исследование теплотехнических и гидравлических

характеристик внутривольных конвекторов с естественной конвекцией // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2016. №4 (38). С. 303...307.

10. *Монаркин Н.Н.* Обеспечение требуемого воздухообмена в помещениях при использовании компактных регенеративных теплоутилизаторов // Вестник МГСУ. 2023. Т.18, №3. С. 455...462.

REFERENCES

1. *Adamenko K.V.* Comparative approach in the analysis of theoretical aspects in the energy policy of the state // Innovation Science. 2015, №8. P. 7...12.

2. *Meladze V.* Energy efficiency of steel panel radiators in low-temperature heating systems // "S.O.K.": electronic version of the journal. 2015, №9. P. 44...45.

3. *Carlos C.X.S. Lima, Alvaro A.V. Ochoa, Jose A.P. da Costa etc.* Experimental and Computational Fluid Dynamic - CFD Analysis Simulation of Heat Transfer Using Graphene Nanoplatelets GNP/Water in the Double Tube Heat Exchanger // MDPI journal "Processes". 2023. №11 (9). P. 2735. – DOI: 10.3390/pr11092735

4. *Sukhotsky A.B., Sidorik G.S.* Experimental study of heat transfer from a single-row bundle of finned tubes with mixed air convection // Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations. 2017, Vol. 60, №4. P. 352...366.

5. *Balonishnikov A.M.* Deterministic chaos and developed hydrodynamic turbulence // Izvestia: Herzen University Journal of Humanities & Sciences. 2007. №8 (38). P. 7...12.

6. *Sasin V.I.* Convection and radiation in achieving thermal comfort // "Aqua-Therm": electronic version of the journal. 2019. №4 (110). P. 10...13.

7. *Lepilina E.V., Shelekhov I.Yu.* Use of electrical appliances in engineering systems // Proceedings of Universities. Investment. Construction. Real estate. 2013, №2 (5). P. 82...86.

8. *Sukhanov K.O.* Virtual tests of a water baseboard convector // Innovations and Investments. 2021. №7. P. 143...146.

9. *Zamaleev Z.Kh., Valiullin M.A., Dimieva A.I.* Study of thermal and hydraulic characteristics of in-floor convectors with natural convection // News Kazan State University of Architecture and Engineering. 2016, №4 (38). P. 303...307.

10. *Monarkin N.N.* Ensuring the required air exchange in rooms when using compact regenerative heat exchangers // Vestnik MGSU. 2023, Vol. 18. №3. P. 455...462.

Рекомендована кафедрой энергоресурсоэффективных технологий, промышленной экологии и безопасности РГУ им. А.Н. Косыгина. Поступила 01.04.24.