

А. Б. КОСТУГАНОВ
В. В. ДЕМИДОЧКИН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ СТЕНКИ ПЛАСТИНЫ В РЕКУПЕРАТИВНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ С ГОФРИРОВАННОЙ СЕТЧАТОЙ ВСТАВКОЙ

**DETERMINATION OF THE AVERAGE WALL TEMPERATURE OF THE PLATE
IN A RECUPERATIVE HEAT EXCHANGER WITH A CORRUGATED MESH INSERT**

Рассмотрен вопрос определения значения средней температуры стенки пластины рекуперативного теплообменника типа «воздух – воздух» с гофрированной сетчатой вставкой на основании результатов обработки данных физического эксперимента по определению теплогидравлических характеристик таких теплообменных поверхностей. Установлено, что температурное поле теплообменных поверхностей такого типа является неравномерным, зависит от условий теплообмена и гидравлических режимов течения воздуха. Поэтому принятие среднего арифметического значения измеренных температур поверхности в качестве расчётной средней температуры стенки теплообменника влечёт за собой существенные ошибки в последующей обработке экспериментальных данных и в конечных значениях коэффициентов теплоотдачи, значениях критерия Нуссельта и критериальных уравнениях теплообмена. Предлагается определять среднее значение температуры стенки теплообменника на основании результатов измерений температур стенки, оценки координат центра распределения результатов измерений температур стенки, уравнений теплового баланса и теплопередачи.

Ключевые слова: рекуперативный теплообменник, гофрированная сетчатая вставка, средняя температура стенки, коэффициент теплоотдачи, критерий Нуссельта

Введение

Одним из перспективных направлений повышения энергетической эффективности зданий является утилизация теплоты вентиляционного воздуха за счёт использования рекуперации. По данным [1] в общей структуре потребления тепловой энергии жилым зданием потери теплоты с воздухообменом могут составлять до 25 %, что указывает на значительный потенциал повышения энергоэффективности по данной статье затрат тепловой энергии зданием.

Использование рекуперации в системах вентиляции жилых зданий в РФ на практике

This article discusses the issue of determining the value the average wall temperature of the plate of a recuperative heat exchanger type “air-to-air” with a corrugated mesh insert based on the results processing the data of a physical experiment to determine the thermohydraulic characteristics such heat exchange surfaces. It has been established that the temperature field of heat exchange surfaces of this type is nonuniform, depends on the conditions of heat exchange and hydraulic regimes of air flow. Therefore, the adoption of the arithmetic means value of the measured surface temperatures as the calculated average temperature of the heat exchanger wall entails significant errors in the subsequent processing of experimental data and final the values of the heat transfer coefficients, the values the Nusselt criterion and the criterion equations of heat transfer. It is proposed to determine the average value the wall temperature of the heat exchanger based on the results of measurements the wall’s temperatures, the estimate of the coordinates the center of distribution the results of measurements the wall temperatures, the equations of heat balance and heat transfer.

Keywords: recuperative heat exchanger, corrugated mesh insert, average wall temperature, heat transfer coefficient, Nusselt criterion

затрудняется наличием ряда проблем [1–3], наиболее значимыми из которых, по мнению авторов, являются следующие:

1. Рекуперацию практически возможно использовать только в системах вентиляции с механическим побуждением.

2. Централизованная система механической вентиляции гораздо дороже в строительстве и эксплуатации по сравнению с традиционной для жилых зданий системой естественной вентиляции.

3. Системы децентрализованной (автономной) механической вентиляции помещений

более экономически выгодны по сравнению с централизованными системами. Однако для внедрения в практику строительства систем автономной вентиляции необходимо:

- разработать, усовершенствовать и апробировать конструкции автономных систем для конкретных климатических условий эксплуатации на территории РФ;

- разработать методы их расчёта и монтажа, внедрить эти методы в практику проектирования и в нормативно-техническую документацию в области строительства;

- организовать производство разработанных систем.

4. Разрабатываемые системы децентрализованной (автономной) механической вентиляции должны удовлетворять целому комплексу требований (архитектурно-планировочных, акустических, санитарно-гигиенических, эксплуатационных и др.), многие из которых вступают в противоречие друг с другом, ввиду чего данная задача носит характер задачи комплексной оптимизации.

5. Разрабатываемые системы децентрализованной (автономной) механической вентиляции должны иметь в своём составе эффективные, в первую очередь с энергетической точки зрения, рекуперативные теплообменники – утилизаторы теплоты (РТУТ), которые будут защищены должным образом от опасности обмерзания в расчёте на эксплуатационные температуры холодного периода года.

В нашей стране уже не одно десятилетие ведутся работы по конструированию и внедрению систем децентрализованной (автономной) механической вентиляции и методов их расчёта для жилых зданий [2–12]. В этом же направлении несколько лет работает один из авторов статьи А.Б. Костуганов [13]. Одной из наиболее сложных задач конструирования таких систем является задача проектирования компактного и эффективного теплоутилизатора вентиляционного воздуха. На сегодняшний день известно достаточно большое количество различных компактных конструкций энергоэффективных рекуперативных теплообменников [14–16]. Перспективной и малоизученной конструкцией рекуперативного теплоутилизатора является конструкция с гофрированной сетчатой вставкой. Элемент такой конструкции показан на рис. 1.

Материалы и методы исследования

Наибольший научный интерес представляют теоретические и экспериментальные исследования тепловых и аэродинамических процессов в рекуперативных теплообменниках с целью получения критериальных уравне-

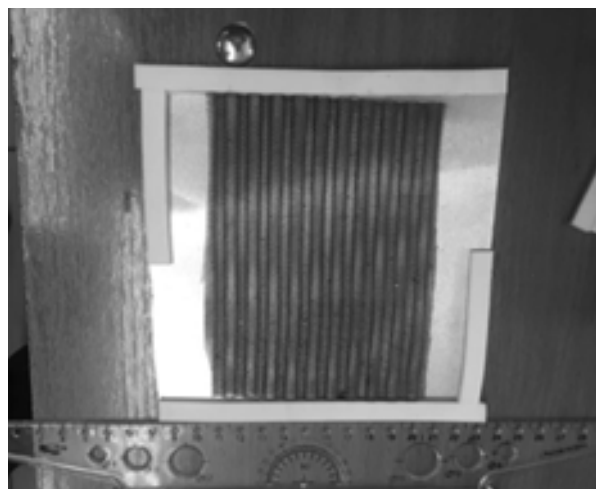


Рис. 1. Элемент РТУТ с гофрированной сеткой

ний, описывающих эти процессы. Полученные уравнения позволяют определять наиболее значимые величины для расчёта и оценки эффективности теплообменников.

Известно, что в случае теплообмена при турбулентном движении воздуха в плоских каналах простой геометрии справедлива зависимость вида:

$$Nu = C \cdot Re^n, \quad (1)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; C, n – константы, зависящие от условий теплообмена.

При движении воздуха в каналах более сложной геометрии, при ламинарном движении в коротких каналах вид зависимости (1) усложняется и в общем случае может быть записан как

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot X^m, \quad (2)$$

где X^m – безразмерный фактор (совокупность факторов) более сложных условий теплообмена.

Для получения конкретного вида уравнений (1) и (2) необходимо знать физические величины, входящие в безразмерные критерии. Значения постоянных C, m, n определяются в ходе обработки экспериментальных данных. Для определения критерия Nu необходимо знать коэффициент теплопроводности движущейся среды, характерный размер (эквивалентный диаметр) поверхности теплообмена и коэффициент теплоотдачи. Основная и наиболее трудоёмкая задача состоит в определении коэффициента теплоотдачи. Расчётным путём вычислить данный коэффициент можно лишь в наиболее простых случаях теплообмена. В литературе [17] описан способ расчётного опреде-

ления коэффициентов теплоотдачи для случая лабораторных испытаний теплообменников на теплоносителе воде с выполнением следующих условий:

1. Геометрические характеристики каналов для двух сред, одинаковых по агрегатному состоянию и теплофизическим свойствам, должны быть одинаковыми.

2. Испытания экспериментального теплообменника должны проводиться в режиме рекуператора теплоты, при противоточном движении рабочих сред, равенстве их скоростей и водяных эквивалентов.

3. Должна быть обеспечена возможность измерения начальных и конечных температур рабочих сред и их расходов в экспериментальном теплообменнике с достаточной точностью.

Общая схема такого процесса теплообмена с указанием определяющих температур приведена на рис. 2.

Данную методику можно распространить с соответствующими преобразованиями расчётных выражений, а также на случай подобных испытаний противоточных воздушных рекуператоров. Средний коэффициент теплоотдачи будет вычисляться по уравнению Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{Q}{F(\pm t_{cm} \mp t'_g)}, \quad (3)$$

где Q – общий поток теплоты, проходящий через поверхность в единицу времени, Вт;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);
 t_{cm} – температура стенки, °С;
 t'_g – температура воздуха, °С;
 F – площадь поверхности теплообмена, м².

Температура стенки определяется экспериментально или принимается в этапах приближения расчётным путём. Температура воздуха определяется в ходе измерений или

задаётся изначально. Площадь поверхности теплообмена задаётся изначально. Общий поток теплоты вычисляется по формуле

$$Q = G_g c (t'_g - t''_g), \quad (4)$$

где G_g – массовый расход воздуха, кг/с;
 c – удельная массовая теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·°С);
 $(t'_g - t''_g)$ – разность температур воздуха на входе и выходе из теплообменника, °С.

Расчётным путём температуру стенки можно определить по следующим выражениям [17]:

$$t_{cm1} = t_1 - \frac{\Delta t - \Delta t_{cm}}{1 + \varphi}, \quad (5)$$

$$t_{cm2} = t_2 + \frac{\varphi(\Delta t - \Delta t_{cm})}{1 + \varphi}, \quad (6)$$

где t_{cm1} – средняя температура первой поверхности стенки, °С;

t_{cm2} – средняя температура второй поверхности стенки, °С;

t_1 – средняя температура охлаждаемой среды, °С;

t_2 – средняя температура нагреваемой среды, °С;

Δt_{cm} – температурный напор, теряемый на преодоление термического сопротивления стенки, °С;

Δt – средний температурный напор, °С;
 φ – отношение первого и второго коэффициентов теплоотдачи.

То есть рассчитать средние температуры стенок теплообменных поверхностей можно, если известны коэффициенты теплоотдачи или если задаться значениями температур в первом приближении и методом последовательных итераций добиваться приемлемой сходимости количеств отданной и воспринятой теплоты по балансовым уравнениям. Первый путь непригоден для теплообменных поверхностей нового типа, а второй путь оказывается, как правило, очень трудоёмким и всегда содержит ошибку точности метода вычисления. При исследовании теплогидравлических характеристик новых теплообменных поверхностей в любом случае необходимо проведение физического эксперимента [18], в ходе которого целесообразно измерять и температуры стенок теплообменника.

Для оценки показателей теплоэнергетической эффективности поверхности теплообмена рекуператоров с различными видами гофрированных сеток, играющих роль турбулизирующих поток воздуха вставок, одним из авторов статьи А.Б. Костугановым были проведены серии экспериментальных исследований в зимний период 2019 – 2020 гг. При проведении экспериментальных исследований рекуперативных теплоутилизаторов с гофрированной



Рис. 2. Общая схема процесса теплообмена

сетчатой вставкой проводились измерения температур стенок теплообменной поверхности, для чего использовались термопары, вмонтированные в конструкцию стенок теплоутилизаторов. Для проведения экспериментальных исследований была разработана лабораторная установка, изображённая на рис. 3.

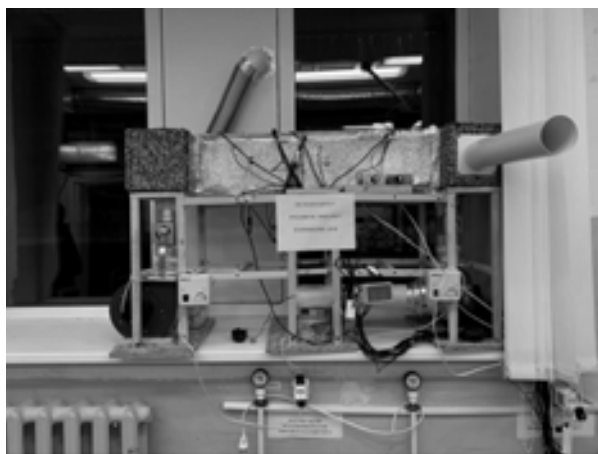


Рис. 3. Лабораторная установка для проведения тепловых и гидравлических испытаний рекуператоров с гофрированной сетчатой вставкой

Лабораторная установка имеет в своём составе два радиальных вентилятора, блок воздушонагревателя, каналы для прохода воздуха, соединительные и фасонные части, воздушные клапаны, датчики для измерения температур поверхностей стенок и воздушных потоков, датчики плотности теплового потока, питеметражные трубки и отверстия, систему приёма и хранения данных и два испытуемых рекуператора. Места установки датчиков измерения давлений и схема движения воздушных потоков схематично приведены на рис. 4 и 5.

В зимний период 2019–2020 гг. на данном стенде проводились тепловые и гидравлические испытания РТУТ с гофрированными сет-

ками с начальными размерами ячеек 0,63×0,63, 1,4×1,4, 2×2, 5×5, 8×8 и 10×10 мм. Фрагмент испытуемого рекуператора с гофрированной сеткой 0,63×0,63 мм представлен на рис. 1.

В результате проведения испытаний был получен массив данных размером 3240 строк на 30 столбцов. После выбора стабилизированных значений и исключения промахов размер диапазона исходных данных, принятых к анализу, составил 1800 строк на 30 столбцов. На основании положений литературных источников [17–19] и собственных разработок авторами статьи была произведена дальнейшая обработка и анализ результатов проведённых экспериментальных исследований.

Измерения проводились сериями по 90 мин при разных расходах и температурах приточного и вытяжного воздуха с фиксацией измеряемых параметров с интервалом в одну минуту. При измерениях фиксировались скорости воздушных потоков, температуры и относительные влажности воздуха, температуры стенок РТУТ, температуры и тепловые потоки через наружные стенки стенда, давления и перепады давлений в различных сечениях лабораторного стенда.

Результаты исследования

Выборочный фрагмент полученной таблицы исходных данных с указанием измеренных температур стенок рекуператора представлен в табл. 1.

При первоначальной обработке экспериментальных данных в качестве средней температуры стенки было принято среднее арифметическое значение измеренных температур стенки в точках. При дальнейших этапах обработки экспериментальных данных была выявлена ошибочность данного предположения вследствие следующих полученных результатов:

1. Рассчитанные значения коэффициентов теплоотдачи выходили за физически разумный диапазон значений.

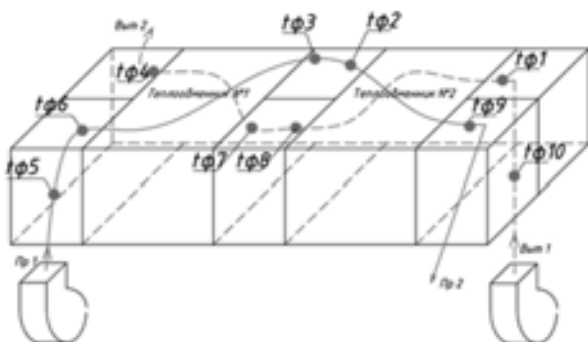


Рис. 4. Схема установки датчиков температуры и движения воздушных потоков

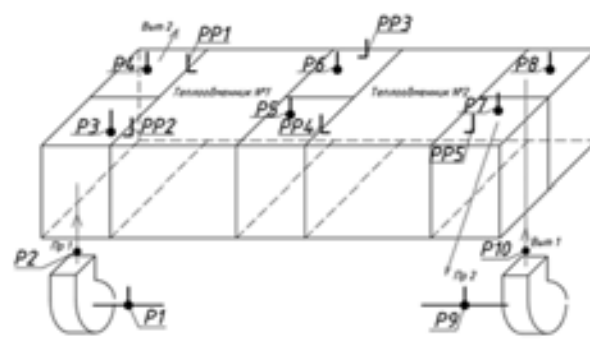


Рис. 5. Схема измерения давлений в лабораторной установке

Таблица 1

Выборка исходных данных с указанием измеренных температур стенок рекуператора

Сторона № 1 стенки пластины					Сторона № 2 стенки пластины						
Температуры стороны № 1 стенки пластины в точках, °С			Средняя температура стороны № 1 стенки пластины по точкам, °С	Средняя температура стороны № 1 стенки пластины в интервале, °С	Температуры стороны № 2 стенки пластины в точках, °С			Средняя температура стороны № 2 стенки пластины по точкам, °С	Средняя температура стороны № 2 стенки пластины в интервале, °С		
20,6	16,7	27,1			19,2	20,8	18,6			23,1	14,1
20,6	16,7	27,0	19,1	20,8	20,8	18,6	23,0	14,1	17,3	20,8	20,8
20,6	16,6	27,0	19,1	20,8		18,5	23,0	14,1	17,3	20,8	
20,6	16,7	27,0	19,1	20,8		18,6	23,0	14,1	17,3	20,8	
20,7	16,7	27,1	19,2	20,8		18,6	23,1	14,1	17,3	20,8	
20,7	16,8	27,1	19,2	20,8	20,8	18,7	23,1	14,2	17,4	20,8	20,8
20,7	16,8	27,1	19,2	20,8		18,7	23,1	14,2	17,4	20,8	
20,6	16,7	27,1	19,1	20,8		18,6	23,0	14,1	17,3	20,8	
20,5	16,6	27,0	19,1	20,8		18,5	23,0	14,1	17,3	20,8	
20,5	16,6	27,0	19,1	20,8	20,8	18,5	22,9	14,1	17,2	20,8	20,8
20,5	16,6	26,9	19,0	20,8		18,4	22,9	14,0	17,2	20,8	
20,4	16,5	26,9	19,0	20,8		18,4	22,9	13,9	17,2	20,8	
20,5	16,6	27,0	19,0	20,8		18,4	22,9	14,0	17,2	20,8	
20,5	16,6	27,0	19,1	20,8	20,8	18,5	22,9	14,0	17,2	20,8	20,8
20,5	16,6	27,0	19,1	20,8		18,5	22,9	14,0	17,2	20,8	

2. Разница значений плотностей тепловых потоков по обеим сторонам теплопередающей стенки достигала 50 % и более.

3. Разница средних температур поверхностей стенок одной пластины составляла до 5 °С, чего не может быть исходя из физической сущности процесса теплопередачи в данных условиях.

Анализ полученных результатов показал ошибочность допущения простого принятия среднего арифметического значения измеренных температур стенки в точках в качестве средней температуры стенки. Кроме этого, в ходе обработки экспериментальных данных установлено, что при общем ламинарном движении воздуха в каналах действие турбулизирующих вставок хотя и существенно увеличивает локальные коэффициенты теплоотдачи, но в то же время способствует образованию пристенных вихрей в канале. В результате ло-

кальные значения коэффициентов теплоотдачи могут существенно отличаться друг от друга, а также уменьшаться, несмотря на увеличение скорости потока. Косвенно данное явление подтверждается и видом кривых аэродинамических характеристик поверхностей теплообмена, построенных для разных типов сеток и приведённых на рис. 6 и 7. Данный факт также свидетельствует о том, что температурное поле теплообменных поверхностей такого типа является неравномерным, зависит от условий теплообмена и гидравлических режимов течения воздуха.

Для решения задачи определения средней температуры стенки рекуператора с учётом рекомендаций [17–19] была принята следующая последовательность обработки результатов эксперимента:

1. По выбранному массиву данных строился вариационный ряд.

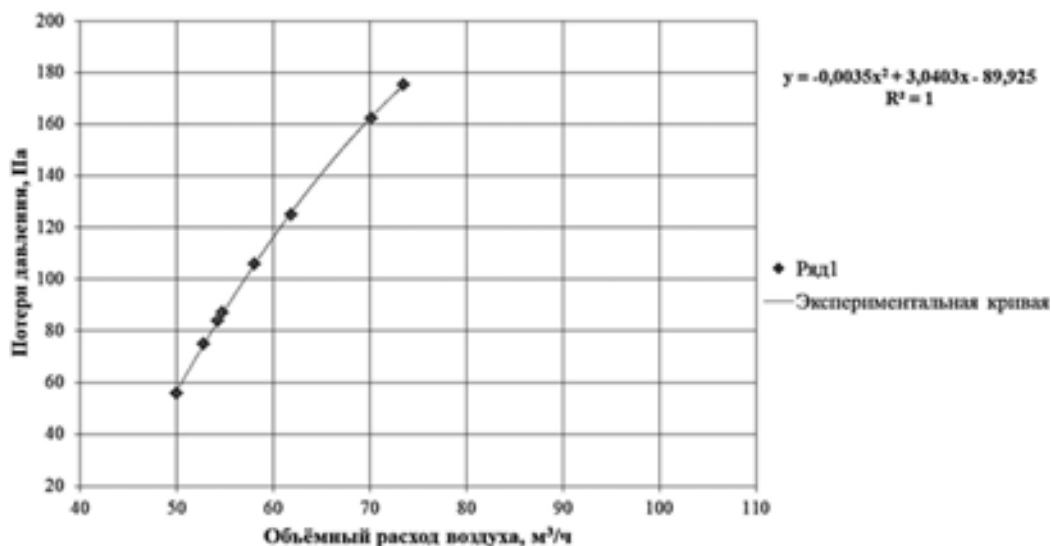


Рис. 6. Аэродинамическая характеристика поверхности теплообмена рекуператора с гофрированной сеткой 2×2 мм

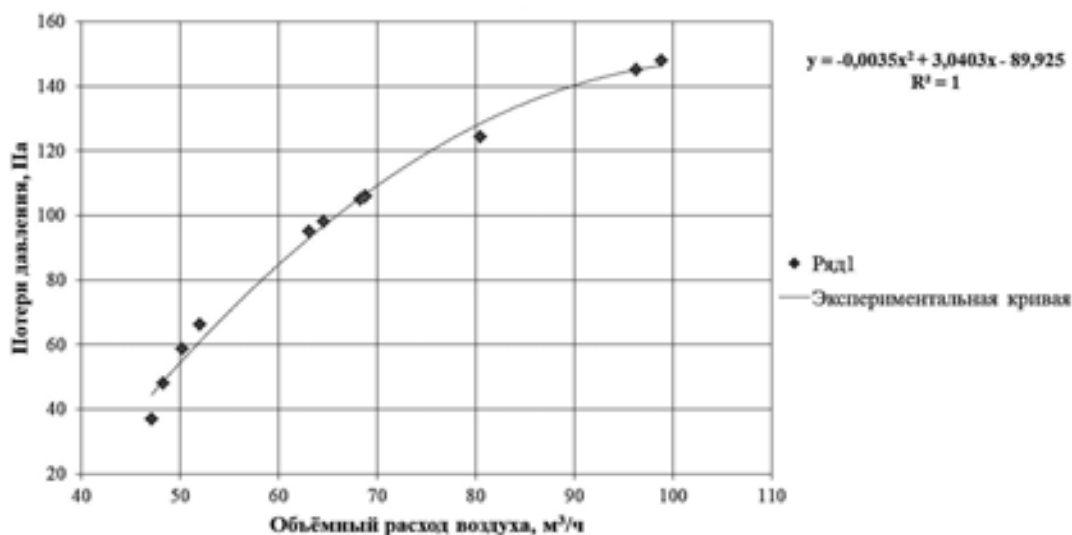


Рис. 7. Аэродинамическая характеристика поверхности теплообмена рекуператора с гофрированной сеткой 10×10 мм

2. Вычислялись координаты центра распределения: среднее арифметическое значение по мгновенному измерению, среднее арифметическое значение 90 % выборки по диапазону вариационного ряда, медиана по мгновенным значениям, медиана по диапазону вариационного ряда, срединный размах, центр размаха, среднее арифметическое значение температуры стенки по средним температурам приточного и вытяжного воздуха.

3. Первое приближение средней температуры стенки рекуператора выбиралось исходя из условия минимального перепада температур на поверхности стенки.

4. Производился расчёт сходимости плотности тепловых потоков через стенку теплообменника на основании уравнений Ньютона-Рихмана и теплового баланса – уравнения (3) и (4).

Выборочный фрагмент полученной таблицы оценки координаты центра распределения температур одной стенки рекуператора представлен в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что оценки координаты центра распределения температур стенки РТУТ могут различаться до 2 °С, что является существенной величиной при последующем

Таблица 2

Выборка таблицы оценки координаты центра распределения температур стенки рекуператора

Измеренные по точкам температуры стенки № 1 (вариационный ряд), °С				Среднее арифметическое значение по мгновенному измерению, °С	Среднее арифметическое значение 90 % выборки по диапазону вариационного ряда, °С	Медиана по мгновенным значениям, °С	Медиана по диапазону вариационного ряда, °С	Срединный размах, °С	Центр размаха, °С
16,5	19,0	20,4	26,9	20,9	20,9	19,9	19,8	19,9	21,9
16,6	19,0	20,5	26,9	20,9		19,9			
16,6	19,0	20,5	26,9	20,8		19,9			
16,6	19,0	20,5	26,9	20,9		19,9			
16,6	19,1	20,5	27,0	20,9		20,0			
16,6	19,1	20,5	27,0	21,0		20,0			
16,6	19,1	20,5	27,0	21,0		20,0			
16,6	19,1	20,6	27,0	20,9		19,9			
16,6	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,6	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,6	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,6	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,6	19,1	20,6	27,0	20,7		19,7			
16,7	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,7	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,7	19,1	20,6	27,0	20,8		19,8			
16,7	19,1	20,6	27,0	20,8		19,9			
16,7	19,1	20,6	27,0	20,9	19,9				

расчёте. Далее на основании пп. 3 и 4 приведённой выше последовательности обработки результатов эксперимента производился расчёт сходимости плотности тепловых потоков через стенку рекуператора. Обобщённые предварительные результаты проведённых расчётов для нескольких типов гофрированных сетчатых вставок представлены в табл. 3.

Из табл. 3 видно, что в целом величина расхождений плотности тепловых потоков не превышает 15 %, а среднее расхождение по всем сериям экспериментов составило 8 %. Полученные предварительные результаты

свидетельствуют о корректности выбранного метода определения средней температуры стенки теплообменной поверхности рекуператора для данного случая. Следует отметить, что прямое измерение температур стенки также имеет свои недостатки: погрешность термопар, погрешность из-за нарушения геометрии потока вблизи термопары, сложность заделки термопар в конструкцию рекуператора. После проведённой обработки экспериментальных данных средние значения коэффициентов теплоотдачи на всех видах вставок изменялись от 10 до 40 Вт/(м²×°С), что входит в физически разумный диапазон значений.

Таблица 3

Обобщённые результаты проверки
сходимости плотности тепловых потоков
через стенку

Режим испытаний	Плотность теплового потока через стенку, Вт/(м ² ×°С)		Расхождение значений, %
	Приток	Вытяжка	
Сетка 0,63×0,63 режим № 1	2,37	2,43	2,6
Сетка 0,63×0,63 режим № 2	4,87	5,58	14,5
Сетка 0,63×0,63 режим № 3	2,28	1,98	15,0
Сетка 0,63×0,63 режим № 4	5,18	4,62	12,1
Сетка 1,4×1,4 режим № 1	2,45	2,15	13,7
Сетка 1,4×1,4 режим № 2	4,44	5,11	15,2
Сетка 1,4×1,4 режим № 3	2,52	2,31	8,9
Сетка 1,4×1,4 режим № 4	4,30	4,56	6,2
Сетка 2×2 режим № 1	1,94	1,76	10,5
Сетка 2×2 режим № 2	4,41	4,86	10,1
Сетка 2×2 режим № 3	2,74	2,82	2,8
Сетка 2×2 режим № 4	5,51	6,14	11,4
Сетка 2×2 режим № 5	3,25	3,09	5,1
Сетка 2×2 режим № 6	5,96	6,70	12,4
Сетка 5×5 режим № 1	1,77	1,61	10,0
Сетка 5×5 режим № 2	3,68	3,95	7,2
Сетка 5×5 режим № 3	2,03	2,30	13,4
Сетка 5×5 режим № 4	5,06	5,43	7,2
Сетка 5×5 режим № 5	2,53	2,58	1,9
Сетка 5×5 режим № 6	6,58	5,93	11,0

Выводы. 1. Температурное поле теплообменных поверхностей рекуператоров с гофрированной сетчатой вставкой является неравномерным, зависит от условий теплообмена и гидравлических режимов течения воздуха.

2. Принятие среднего арифметического значения измеренных температур поверхности в качестве расчётной средней температуры стенки рекуператора в этом случае влечёт за собой существенные ошибки в последующей обработке экспериментальных данных и в конечных значениях коэффициентов теплоотдачи, значениях критерия Нуссельта, а также в критериальных уравнениях теплообмена.

3. Предлагается определять среднее значение температуры стенки рекуператора при проведении физического эксперимента на основании комплексного и последовательного учёта:

- результатов измерений температур стенки рекуператора;
- оценки координат центра распределения результатов измерений температур стенки;
- уравнений теплового баланса и теплопередачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гагарин В. Г., Козлов В. В. Перспективы повышения энергетической эффективности жилых зданий в России. Текст: электронный // Вестник МГСУ: Vestnik MGSU. 2011. № 3. Т.1. (Строительная теплофизика и энергосбережение). URL: <http://www.vestnikmgsu.ru/ru/component/sjarchive/issue/issue.download/2011/3/pdf?part=1> (дата обращения: 21.12.2020).

2. Данилевский Л. Н. Принципы проектирования и инженерное оборудование энергоэффективных жилых зданий: монография. Минск, 2011. 375 с.

3. Костуганов А. Б. К вопросу разработки энергоэффективных систем автономной вентиляции гражданских зданий // Строительство – формирование среды жизнедеятельности: сборник трудов XX Международной межвузовской научно-практической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых учёных. М., 2017. С. 998–1000.

4. Пат. 2 499 199 Российская Федерация МПК F24F 3/147. Утилизатор теплоты вытяжного воздуха для нагрева приточного / Наумов Александр Лаврентьевич, Наумов Александр Александрович, Серов Сергей Федорович, Будза Александр Олегович; заявитель и патентообладатель Москва, Общество с ограниченной ответственностью «МИКТЕРМ». № 2012127478/12; заявл. 03.07.2012; опубл. 20.11.2013, Бюл. № 32.

5. Пат. Российская Федерация МПК. Приточно-вытяжной вентиляционный прибор для энергосберегающей вентиляции небольших помещений, преимущественно квартир / Ланда Ю. И.; заявитель и патентообладатель Омск, Ланда Юрий Исакович.

№ 2009108672/22; заявл. 10.03.2009; опубл. 20.11.2009, Бюл. № 32.

6. Пат. 2003 117 221 Российская Федерация МПК F24F 5/00, F24F 11/00. Энергосберегающая система вентиляции и кондиционирования воздуха / Кокорин Олег Янович, Балмазов Михаил Валентинович; заявитель и патентообладатель Москва, Закрытое акционерное общество «Обитель». № 2003117221/06; заявл. 10.06.2003; опубл. 20.12.2004, Бюл. № 32.

7. Пат. 2 568 094 Российская Федерация МПК F24F 7/00. Приточно-вытяжное устройство с рекуперацией теплоты / Васильев Григорий Петрович, Абуев Игорь Михайлович, Майорова Наталья Ивановна, Серебрянникова Татьяна Викторовна, Евстратова Наталья Дмитриевна; заявитель и патентообладатель Москва, Открытое акционерное общество «ИНСОЛАР-ИНВЕСТ». № 2014130466/12; заявл. 24.07.2014; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 31.

8. Пат. 2 539 668 Российская Федерация МПК F24F 7/08. Приточно-вытяжная установка с рекуперацией теплоты вытяжного воздуха и косвенным адиабатическим охлаждением приточного воздуха / Воскресенский Владимир Евгеньевич, Гримитлин Александр Михайлович, Захаров Дмитрий Анатольевич; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербург, Воскресенский Владимир Евгеньевич, Гримитлин Александр Михайлович, Захаров Дмитрий Анатольевич. № 2013118049/12; заявл. 18.04.2013; опубл. 27.10.2014, Бюл. № 30.

9. Колодяжный С. А., Кавыгин А. А. Экспериментальные исследования пластинчатого перекрёстно-противоточного рекуператора в условиях обмерзания // Сборник научных трудов по материалам 143 международной заочной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития науки и образования в XIX веке». Липецк, 2014. С. 207–208.

10. Кректунов А. О. Теплообменники – утилизаторы с эффективной поверхностью переноса для систем вентиляции и систем кондиционирования воздуха: дис. ... канд. тех. наук. СПб., 2005. 173 с.

11. Кавыгин А. А. Разработка способа эксплуатации пластинчатого рекуперативного теплоутилизатора в условиях обмерзания: дис. ... канд. техн. наук. Воронеж, 2016. 153 с.: ил.

12. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1983. 319 с.: ил.

13. Пат. 189 260 Российская Федерация МПК F24F 7/08. Приточно-вытяжная вентиляционная установка с утилизацией теплоты воздуха [Электронный ресурс] / А. Б. Костуганов; патентообладатель А. Б. Костуганов. № 2019105264 заявл. 25.02.2019 опубл. 17.05.2019, Бюл. № 14. 2019. 2 с.

14. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 224 с.: ил.

15. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / пер. с нем. И.Н. Дудькина. М.: Энергоиздат, 1981. 383 с.: ил.

16. Чичиндаев А. В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Ч. I. Тео-

ретические основы. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. 400 с.

17. Коваленко Л. М., Глушков А. Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.: ил.

18. Семенов Б. А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях. 2-е изд., доп. СПб.: Издательство «Лань», 2013. 400 с.: ил.

19. Третьяк Л. Н. Обработка результатов наблюдений [Электронный ресурс]. Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. 171 с.

REFERENCES

1. Gagarin V.G., Kozlov V.V. Prospects for improving the energy efficiency of residential buildings in Russia. *Vestnik MGSU*, 2011, no. 3, vol.1. Available at: <http://www.vestnikmgsu.ru/component/sjarchive/issue/issue.download/2011/3/pdf?part=1> (accessed 21 December 2020) (in Russian)

2. Danilevskiy L.N. *Printsipy proyektirovaniya i inzhenernoye oborudovaniye energoeffektivnykh zhilykh zdaniy. Monografiya* [Design principles and engineering of energy efficient residential buildings. Monograph]. Minsk, 2011. 375 p.

3. Kostuganov A.B. On the development of energy-efficient systems for autonomous ventilation of civil buildings. *Stroitel'stvo – formirovaniye sredy zhiznedeyatel'nosti. (Conference proceedings) Sbornik trudov XX Mezhdunarodnoy mezhvuzovskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii studentov, magistrantov, aspirantov i molodykh uchonykh* [Construction – the formation of an environment for life: a collection of works of the XX International interuniversity scientific-practical conference of students, undergraduates, graduate students and young scientists]. Moscow, 2017, pp. 998–1000. ISBN: 978-5-7264-1660-1. (in Russian)

4. Naumov A.L., Naumov A.A., Serov S.F. Budza AO. *Utilizator teploty vytyazhnogo vozdukha dlya nagreva pritochnogo* [Exhaust air heat exchanger for heating the supply air]. Patent RF, no. 2 499 199 MPK F24F 3/147, 2013.

5. Landa Yu.I. *Pritochno-vytyazhnoy ventilyatsionnyy pribor dlya energosberegayushchey ventilyatsii nebol'shikh pomeshcheniy, preimushchestvenno kvartir* [Supply and exhaust ventilation device for energy-saving ventilation of small rooms, mainly apartments]. Patent RF, no. 2009108672/22, 2009.

6. Kokorin O.Ya., Balmazov B.V. *Energosberegayushchaya sistema ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukha* [Energy efficient ventilation and air conditioning system t]. Patent RF, no. 2003 117 221 MPK F24F 5/00, F24F 11/00, 2004.

7. Vasiliev G.P., Abuev I.M., Mayorova N.I., Serebryannikova T.V., Evstratova N.D. *Pritochno-vytyazhnoye ustroystvo s rekuperatsiyey teploty* [Air handling unit with heat recovery]. Patent RF, no. 2 568 094 MPK F24F 7/00, 2015.

8. Voskresensky BE, Grititlin AM, Zakharov DA. *Pritochno-vytyazhnaya ustanovka s rekuperatsiyey teploty vytyazhnogo vozdukha i kosvennym adiabaticeskim*

okhlazhdeniyem pritochnogo vozdukha [Air handling unit with heat recovery from extract air and indirect adiabatic cooling of supply air]. Patent RF, no. 2 539 668 MPK F24F 7/08, 2014.

9. Kolodyazhny S.A. Experimental studies of a plate cross-counterflow recuperator under freezing conditions. *Sbornik nauchnykh trudov po materialam 143 mezhdunarodnoy zaachnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Problemy i perspektivy razvitiya nauki i obrazovaniya v XXI veke»* [Collection of scientific papers based on the materials of the 143 international correspondence scientific and practical conference "Problems and prospects for the development of science and education in the 21st century"]. Lipetsk, 2014, pp.207-208. (in Russian)

10. Krektunov A.O. *Teploobmenniki – utilizatory s effektivnoy poverkhnost'yu perenosa dlya sistem ventilyatsii i sistem konditsionirovaniya vozdukha*. Kand, Diss. [Heat exchangers – waste heat exchangers with an efficient transfer surface for ventilation and air conditioning systems. Cand. Diss.]. Saint Petersburg, 2005. 173 p.

11. Kavygin A.A. *Razrabotka sposoba ekspluatatsii plastinchatogo rekuperativnogo teploutilizatora v usloviyakh obmerzaniya* Kand, Diss. [Development of a method for operating a plate recuperative heat exchanger in freezing conditions. Cand. Diss.]. Voronezh, 2016. 153 p.

12. Bogoslovsky V.N. *Teplofizika apparatov utilizatsii tepla sistem otopleniya, ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukha* [Thermal physics of heat recovery devices for heating, ventilation and air conditioning systems]. Moscow, Stroyizdat, 1983. 319 p.

13. Kostuganov A.B. *Pritochno-vytyazhnaya ventilyatsionnaya ustanovka s utilizatsiyey teplozy vozdukha* [Air handling unit with heat recovery]. Patent RF, no. 189 260 MPK F24F 7/08, 2019.

14. Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. 2nd ed. New York, McGraw-Hill Book Company.

15. Hausen H. *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*. Berlin/Heidelberg, Springer-Verlag, 1950.

16. Chichindayev A.V. *Optimizatsiya kompaktnykh plastinchatykh rebristykh teploobmennikov. Chast' I. Teoreticheskiye osnovy: Uchebnoye posobiye* [Optimization of compact plate-fin heat exchangers. Part I. Theoretical Foundations: Tutorial]. Novosibirsk, Izdatel'stvo Novosibirskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2003. 400 p. ISBN 5-7782-0361-6

17. Kovalenko L.M., Glushkov A.F. *Teploobmenniki s intensifikatsiyey teplotdachi* [Heat exchangers with heat transfer intensification]. Moscow, Energoatomizdat, 1986. 240 p.

18. Semenov B.A. *Inzhenernyy eksperiment v promyshlennoy teplotekhnike, teploenergetike i teplotekhnologiyakh: Uchebnoye posobiye* [Engineering Experiment in Industrial Heat Engineering, Heat Power Engineering and Heat Technologies: Textbook]. Saint Petersburg, Izdatel'stvo «Lan'», 2013, 400 p. ISBN 978-5-8114-1392-8

19. Tretyak L.N. *Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya* [Processing of observation results]. Orenburg, Orenburgskiy gosudarstvennyy universitet, 2004. 171 p.

Об авторах:

КОСТУГАНОВ Арман Берекевич

старший преподаватель кафедры теплогазоснабжения, вентиляции и гидромеханики

Оренбургский государственный университет

460018, Россия, г. Оренбург, пр. Победы, 13

аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции

Самарский государственный технический университет

Академия строительства и архитектуры

443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: kostuganovab@gmail.com

KOSTUGANOV Arman B.

Senior lecturer at the Heat and Gas Supply, Ventilation and Hydromechanics Chair Orenburg State University

460018, Russia, Orenburg, Victory Avenue, 13

Postgraduate Student at the Heat and Gas Supply and

Ventilation Chair

Samara State Technical University

Academy of Architecture and Civil Engineering

443100, Russia, Samara, ul. Molodogvardeyskaya, 244

E-mail: kostuganovab@gmail.com

ДЕМИДОЧКИН Виталий Васильевич

кандидат технических наук, доцент,

заведующий кафедрой теплогазоснабжения,

вентиляции и гидромеханики

Оренбургский государственный университет

460018, Россия, г. Оренбург, пр. Победы, 13,

тел. (3532)372426

E-mail: demidochkin@gmail.com

DEMIDOKHIN Vitaly V.

PhD in Engineering Science, Head of the Heat and

Gas Supply, Ventilation and Hydromechanics Chair

Orenburg State University

460018, Russia, Orenburg, Victory Avenue, 13,

tel. (835) 32372426

E-mail: demidochkin@gmail.com

Для цитирования: Костуганов А.Б., Демидочкин В.В. Определение средней температуры стенки пластины в рекуперативном теплообменнике с гофрированной сетчатой вставкой // Градостроительство и архитектура. 2021. Т.11, № 1. С. 46–55. DOI: 10.17673/Vestnik.2021.01.6.

For citation: Kostuganov A.B., Demidochkin V.V. Determination of the Average Wall Temperature of the Plate in a Recuperative Heat Exchanger with a Corrugated Mesh Insert. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2021, vol. 11, no. 1, Pp. 46–55. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2021.01.6.