

УДК 697-921.4

Регенеративный теплообменник для вентиляции помещений с периодическим изменением направления воздушного потока*

М.И. Низовцев, В.Ю. Бородулин, В.Н. Летушко

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: nizovtsev@itp.nsc.ru

Приведены результаты экспериментальных исследований процесса теплообмена в воздушно-воздушном регенеративном теплообменнике с периодическим изменением направления потока. Получены температуры воздушного потока и материала регенеративной насадки в разных сечениях. Определена температурная эффективность теплообменника при различных расходах потока. Описана разработанная математическая модель регенеративного теплообменника. Показано, что модель удовлетворительно описывает результаты экспериментов. На основе численных исследований определена зависимость тепловой эффективности теплообменника от расхода воздушного потока. Показано, что изменением отношения расходов потоков противоположного направления можно регулировать температуру воздуха, поступающего в помещение. Продемонстрирована возможность применения модели для оптимизации режимных и конструктивных параметров теплообменника.

Ключевые слова: энергоэффективная вентиляция, воздушно-воздушный теплообменник, регенеративная насадка.

Введение

Значительная доля общих энергетических потерь в многоквартирных и малоэтажных жилых зданиях с высоким уровнем теплоизоляции ограждающих конструкций связана с потерями на вентиляцию и кондиционирование воздуха [1]. По разным источникам доля этих потерь может превышать 50 %. Исследования, направленные на сокращение энергозатрат в системах отопления и кондиционирования зданий, являются весьма актуальными [2–7]. Для организации энергосберегающей вентиляции широкие возможности открывает применение воздушных регенераторов тепла и холода с периодическим изменением направления воздушного потока. Такие аппараты уже используются, однако для повышения продуктивности их работы необходимо проведение комплексных расчетно-экспериментальных исследований. Это позволит сформулировать требования к эффективным конструкциям аппаратов, а также определить оптимальные режимы их эксплуатации.

В работе [6] приведены результаты ряда экспериментальных исследований регенераторов тепла и холода вентиляционного воздуха с периодическим изменением направления

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 14-19-00402).

воздушного потока. Особенности регенераторов с теплообменными матрицами в виде засыпок из различных материалов обсуждались в работах [8, 9]. Все эти аппараты, как правило, достаточно компактны и не требуют для своей работы значительной электрической мощности, при этом они могут обеспечить потребности в энергосберегающей вентиляции как целых объектов, так и отдельных помещений в многоэтажных зданиях.

В настоящей статье представлены результаты экспериментального и численного исследования тепловых параметров воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока, в котором в качестве теплообменного тела применена матрица из полипропилена с продольными воздушными каналами. Процессы теплообмена в таких аппаратах зависят от большого количества конструктивных и режимных параметров, а также от свойств используемых материалов. Для оптимизации их работы с целью повышения тепловой эффективности необходимо разработать математическую модель, которая бы адекватно описывала регенератор и позволяла учитывать влияние различных факторов на его работу. Кроме того, для верификации модели необходимо иметь надежные экспериментальные данные по временной эволюции распределения температуры воздуха и материала насадки внутри теплообменника. Настоящая статья направлена на решение перечисленных задач.

Экспериментальный стенд и методика измерений

Экспериментальный стенд включал в себя вентиляционную рекуперативную установку УВРК-50 (рис. 1), измерительные датчики, компьютерную систему сбора и обработки информации. Установка состояла из регенеративной канальной насадки, реверсивного вентилятора и корпуса. Регенеративная канальная насадка была выполнена из полипропилена (рис. 2) и состояла из двух блоков с наружным диаметром 198 мм, которые последовательно размещались в корпусе установки. Блоки длиной 60 и 120 мм имели воздушные прямоугольные каналы с поперечными размерами $3,25 \times 1,5$ мм при толщине стенки между ними 0,5 мм.

Для измерения температуры было установлено восемь хромель-копелевых термопар с диаметром проволоки 0,2 мм. Непосредственно в воздушных каналах насадки в сечениях с безразмерными координатами $x/L = 0, 0,17, 0,33, 0,67, 1$ (x — продольная координата, $L = 180$ мм — общая длина блоков насадки) располагались пять термопар δ (рис. 1). В сечениях с координатами 0, 0,33 и 1 внутрь стенки между каналами были заделаны ещё три термопары γ (рис. 1). Электрический сигнал с термопар после

усиления подавался на вход многоканального аналого-цифрового преобразователя. Температурные измерения проводились в двух режимах: в режиме «быстрого канала» они выполнялись через 50 мс в течение 300 секунд, в режиме «многоканальных» измерений за 6 секунд по каждому каналу проводилось 20 измерений и среднее значение температуры фиксировалось в памяти

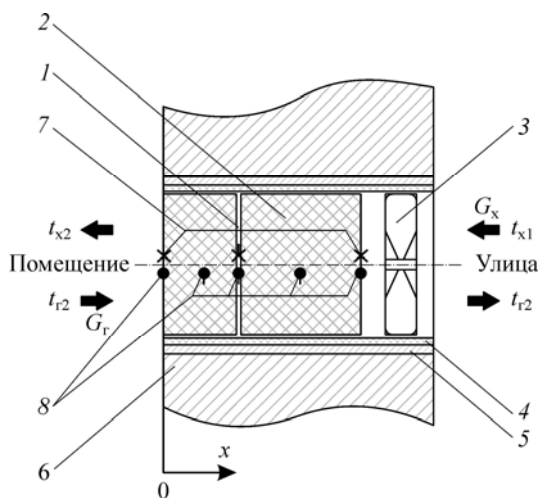


Рис. 1. Схема экспериментальной установки. 1, 2 — канальная насадка, 3 — реверсивный вентилятор, 4 — корпус, 5 — теплоизоляция, 6 — стена здания, 7 — термопары насадки, 8 — термопары воздушного потока.

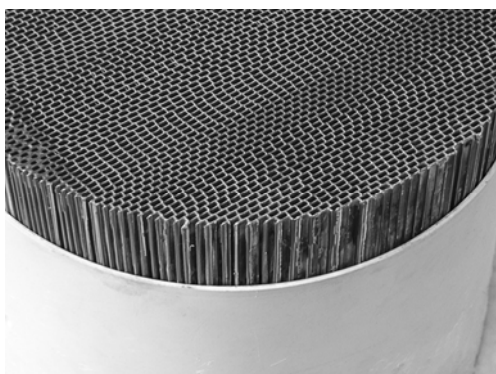


Рис. 2. Канальная насадка.

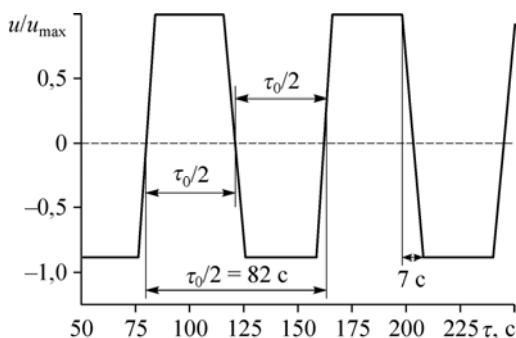


Рис. 3. Зависимость скорости воздушного потока от времени.

компьютера. В многоканальном режиме измерения продолжались в течение 20–30 минут после выхода установки на рабочий режим.

Измерения скоростей и расходов воздушных потоков через теплообменник были проведены в лабораторных условиях до установки воздухо-воздушного теплообменника в стену здания. Зависимость изменения относительной скорости u/u_{\max} от времени приведена на рис. 3. Здесь u — текущее значение скорости воздуха через теплообменник, u_{\max} — максимальная скорость через теплообменник. Время цикла работы реверсивного вентилятора было фиксировано и составляло 82 секунды. Каждую половину цикла вентилятор попеременно менял направление вращения на противоположное. Длительность переходного процесса торможения вращения вентилятора с последующим разгоном вращения в обратном направлении по результатам измерений составляла 7 секунд. В режимах работы рассматриваемого теплообменного аппарата было предусмотрено ступенчатое изменение расхода воздуха вентиляции. На рис. 4 представлена зависимость максимального расхода воздуха через насадку от положения режимного переключателя n . Как следует из рисунка, максимальный расход воздушного потока в одном из направлений G_r превышал максимальный расход в другом G_x . Разница в расходах воздуха в зависимости от направления потока увеличивалась с 7 до 20 % при увеличении среднего расхода через теплообменник с 23 до 50 м³/час.

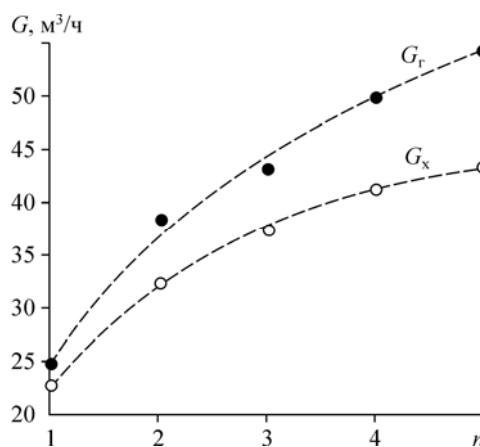
Установка теплообменника в стену здания для проведения тепловых измерений осуществлялась таким образом, чтобы расход воздуха из помещения через теплообменник превышал расход воздуха, поступающий через него в помещение.

Модель теплообмена

Для описания работы воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока была разработана модель теплообмена, согласно которой регенеративная насадка представляла собой систему параллельных прямоугольных теплообменных каналов, отделенных друг от друга тонкими перегородками (рис. 5). Из соображений симметрии

Рис. 4. Зависимость расхода воздушного потока от положения переключателя n .

G_r — расход воздуха из помещения, G_x — расход воздуха с улицы.



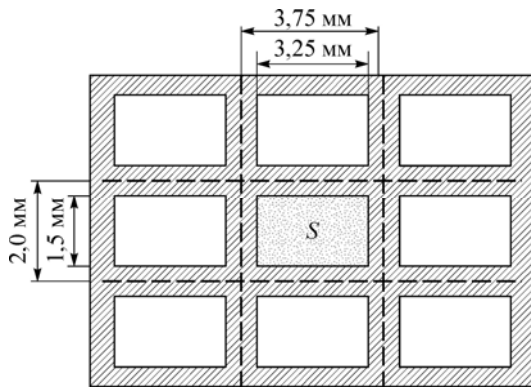


Рис. 5. Поперечное сечение канальной насадки.

принималось, что тепловые потоки через границы, показанные на рисунке пунктиром, отсутствуют, это позволило ограничиться рассмотрением одиночного канала. При моделировании фазовые превращения влаги, содержащейся в воздухе, не учитывались.

В исходном виде уравнение переноса тепла в воздушном потоке при условии пренебрежения сжимаемостью

и диссипативными эффектами было записано следующим образом:

$$\rho_v c_v \cdot (\partial t_v / \partial \tau + u \cdot \partial t_v / \partial x) = \lambda_v \cdot \partial^2 t_v / \partial x^2 + q, \quad (1)$$

где τ — время, x — пространственная координата, q — плотность мощности источника тепла, ρ — плотность, c — теплоёмкость при постоянном давлении, λ — коэффициент теплопроводности, u — скорость потока, t — температура, индекс «v» указывает на принадлежность параметров воздуху. Критериальная оценка вкладов в общий теплообмен конвективного и молекулярного механизмов переноса тепла позволила упростить уравнение (1). Так, для рассматриваемых режимов работы теплообменника оценка значения числа Пекле Pe дала величину порядка 10^4 . Следовательно, можно считать, что вклад механизма молекулярного переноса теплоты в воздушном потоке был пренебрежимо мал. Поэтому теплообмен в воздушном потоке описывается уравнением переноса

$$\rho_v c_v \cdot \partial t_v / \partial \tau + \rho_v c_v u \cdot \partial t_v / \partial x = q.$$

Обмен тепловой энергией между материалом насадки и воздушным потоком осуществлялся через внутреннюю поверхность канала. При этом тепловой поток q определялся как

$$q = Q / (S \cdot L), \quad Q = -\alpha \cdot \Pi \cdot L \cdot (t_v - t_n),$$

где α — коэффициент теплоотдачи, L — длина канала, S — площадь сечения канала, Π — его периметр, $(t_v - t_n)$ — разность температуры воздуха и стенки канала в одном и том же сечении. Окончательно уравнение теплообмена воздушного потока в канале было записано в виде

$$\partial t_v / \partial \tau + u \cdot \partial t_v / \partial x = -\alpha \cdot \Pi \cdot (t_v - t_n) / (\rho_v \cdot c_v \cdot S). \quad (2)$$

Для описания теплообмена в материале насадки использовалось уравнение теплопроводности с источником членом q :

$$\rho_n c_n \cdot \partial t_n / \partial \tau = \lambda_n \cdot \partial^2 t_n / \partial x^2 + q.$$

Плотность мощности источника тепла q определялась как

$$q = \alpha \cdot \Pi \cdot (t_v - t_n) / S_n,$$

где S_n — площадь поперечного сечения стенки канала.

Характер распределения температуры внутри стенок каналов зависит от числа Био Bi . Для рассматриваемых режимов работы теплообменника число Био имело значение $\sim 0,05$, что соответствовало условию $Bi \ll 1$, и стенку канала можно было считать термически тонкой. Распределение температуры в стенке канала определялось в основном теплообменом

на ее поверхности. Поэтому уравнение теплообмена для материала насадки было записано в виде

$$\partial t_n / \partial \tau = \chi_n \cdot \partial^2 t_n / \partial x^2 + \alpha \cdot \Pi \cdot (t_b - t_n) / (\rho_n \cdot c_n \cdot S_n), \quad (3)$$

где χ_n — коэффициент температуропроводности материала насадки.

В крайних сечениях стенки канала принимались теплоизолированными, поэтому для уравнения (3) граничные условия имели вид:

$$\partial t_r / \partial x|_{x=0} = \partial t_r / \partial x|_{x=L} = 0. \quad (4)$$

Для уравнения (2) задавалось только одно граничное условие со стороны правого или левого краевого сечения канала в зависимости от направления воздушного потока. Если поток воздуха поступал в канал в сечении $x = 0$, то принималось условие

$$t_b(x, \tau)|_{x=0} = t_{r1}(\tau),$$

если в сечении $x = L$, то

$$t_b(x, \tau)|_{x=L} = t_{x1}(\tau). \quad (5)$$

Переключение граничных условий осуществлялось каждую половину цикла синхронно с изменением направления воздушного потока.

Начальные распределения температуры воздуха и материала насадки принимались одинаковыми:

$$t_n(x, \tau)|_{\tau=0} = t_b(x, \tau)|_{\tau=0} = f(x). \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи α определялся характером течения потока. Так, в случае ламинарного течения в канале, которое реализовалось при работе теплообменника, можно было считать, что теплообмен соответствовал полностью развитому течению. Для характерных значений числа Рейнольдса $Re \sim 180$ длина канала превышала длину начального гидродинамического участка более чем на порядок. Поэтому для числа Нуссельта Nu и последующего определения α было использовано выражение [10]

$$Nu = 4(P_{r_b} / P_{r_n})^{0,25}. \quad (7)$$

где P_{r_n} — число Прандтля для воздуха при температуре стенки канала.

Система уравнений (2), (3) с граничными условиями (4), (5) и начальным распределением температуры (6) решалась методом конечных разностей [11]. Разностные уравнения, которые аппроксимировали исходную дифференциальную систему, были записаны для равномерной координатной сетки. Вычисления проводились методом простых итераций, при этом приближённое решение на каждом шаге итераций для уравнения переноса осуществлялось методом бегущего счёта, а для уравнения теплопроводности — методом скалярной прогонки. Разностная схема для уравнения переноса была построена по двухслойной неявной схеме на трёхточечном шаблоне, а для уравнения теплопроводности применялась двухслойная неявная схема на четырёхточечном шаблоне. Результирующая скорость сходимости соответствовала первому порядку точности.

Численные значения параметров, которые использовались в расчетах, представлены в таблице.

Таблица

Свойства материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоём- кость, Дж/(кг·К)	Теплопроводность, Вт/(м·К)
Полипропилен	910	1930	0,19
Воздух	1,29	1005	0,024

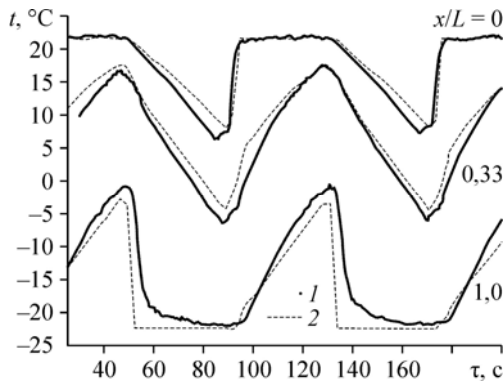


Рис. 6. Температура воздуха в разных сечениях насадки.

1 — эксперимент, 2 — расчет.

Результаты экспериментов и расчетов

В ходе выполнения экспериментов были проведены измерения температуры воздуха и насадки с течением времени в разных сечениях при различных расходах и температурах воздуха. На рис. 6 в качестве примера приведены результаты измерений изменения температуры воздуха в режиме «быстрого канала» в сечениях каналной насадки $x/L = 1, 0,33, 0$ (отсчет координаты x от внутренней поверхности насадки согласно рис. 1) при температуре воздуха на улице $t_{x1} = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температуре воздуха в помещении $t_{r1} = +22\text{ }^{\circ}\text{C}$ при среднем расходе воздуха через теплообменник $51\text{ м}^3/\text{час}$. Средний расход воздуха определялся как $G = (G_r + G_x)/2$. На рис. 6 сплошными линиями приведены результаты расчетов температуры воздуха по предложенной методике расчета, видно достаточно хорошее не только качественное, но и количественное согласование результатов расчетов и экспериментов.

Для дальнейшего анализа удобно использовать значение температуры воздуха или материала насадки в безразмерном виде:

$$\theta_i = (t_i - t_{x1}) / (t_{r1} - t_{x1}), \quad (8)$$

где индекс i заменяется на «в» для обозначения воздушного потока и на «н» для материала насадки. Типичные зависимости безразмерной температуры воздуха θ_v от времени в различных сечениях насадки в режиме многоканальных измерений показаны на рис. 7, здесь и далее условия проведения эксперимента соответствовали описанным ранее для рис. 6. Режим многоканальных измерений в отличие от режима быстрого канала позволял одновременно проводить измерения по всем каналам, хотя и с меньшей частотой, что оказалось более удобным при проведении измерений. Линиями на рис. 7 показаны

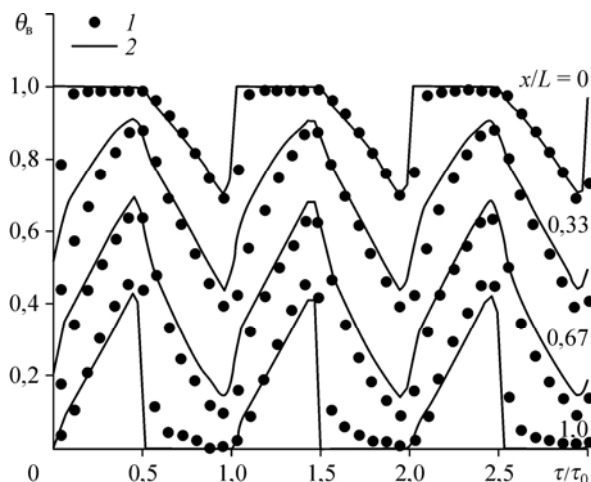


Рис. 7. Относительная температура воздуха в разных сечениях насадки.

1 — эксперимент, 2 — расчет.

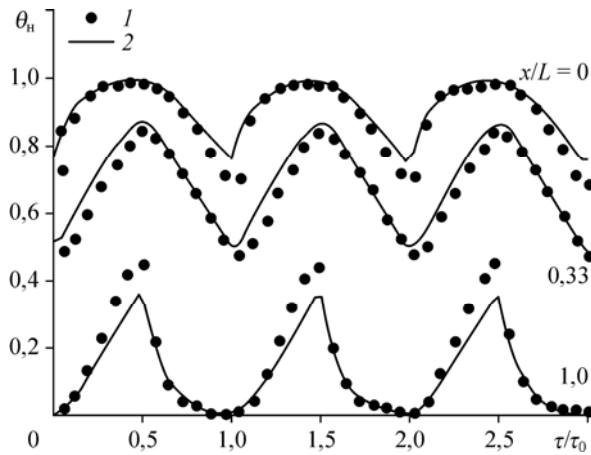


Рис. 8. Относительная температура материала насадки в разных сечениях.
1 — эксперимент, 2 — расчет.

результаты численных расчетов по разработанной модели. Получено удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных. Из данных, представленных на рисунке в крайних сечениях канальной насадки со стороны помещения и со стороны улицы, можно было выделить три участка в изменениях температуры. Первый участок характеризовался относительно стабильной температурой, которая была близка к температуре воздуха внутри или вне помещения соответственно. Второй участок — участок плавного понижения или повышения температуры. Третий, наиболее короткий по времени, — участок резкого изменения температуры, который соответствовал переключению направления вращения реверсивного вентилятора.

На рис. 8 приведены изменения в разных сечениях безразмерных температур материала насадки с течением времени, полученные экспериментально и в результате численных расчетов.

Из представленных результатов следует, что температура материала насадки, как и температура воздуха в каналах, совершала колебания с периодом работы реверсивного вентилятора τ_0 . Разница температуры насадки и воздуха определяла направление и величину теплопереноса. Экспериментальные и численные значения этой разницы в безразмерной форме в одном из внутренних сечений ($x/L = 0,33$) показаны на рис. 9. Данные расчета и эксперимента подтвердили, что половину периода работы реверсивного

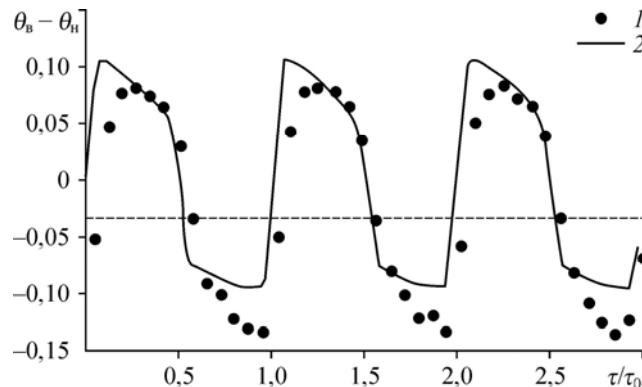


Рис. 9. Разность относительных температур воздуха и насадки при $x/L = 0,33$.
1 — эксперимент, 2 — расчет.

вентилятора температура воздушного потока в рассматриваемом сечении была больше температуры материала насадки, и таким образом тепло передавалось от потока к насадке. В течение следующего полупериода температура материала насадки была больше температуры потока, и воздушный поток нагревался за счет тепла, аккумулированного насадкой в предыдущий полупериод.

Тепловую эффективность работы теплообменника можно определить [12] как $\varepsilon = W/W_{\max}$, где W — тепловая мощность, причем при $W = W_{\Gamma}$ это будет тепловая мощность, аккумулируемая насадкой при движении воздушного потока через теплообменник на улицу, и при $W = W_x$ — тепловая мощность нагрева насадкой воздушного потока при его поступлении в помещение. W_{\max} — максимально возможная мощность, $W_{\max} = (c\rho u)_{\min} (t_{\Gamma 1} - t_{x1})$, где $(c\rho u)_{\min}$ — минимальное из $(c\rho u)_{\Gamma}$ и $(c\rho u)_x$. Таким образом, тепловая эффективность

$$\begin{aligned} \varepsilon &= [(c\rho u)_x / (c\rho u)_{\min}] [(t_{x2} - t_{x1}) / (t_{\Gamma 1} - t_{x1})] = \\ &= [(c\rho u)_{\Gamma} / (c\rho u)_{\min}] [(t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) / (t_{\Gamma 1} - t_{x1})] = [(c\rho u) / (c\rho u)_{\min}] \varepsilon_t, \end{aligned} \quad (9)$$

где ε_t — температурная эффективность.

На рис. 10а приведены результаты расчетов и экспериментального определения локальной температурной эффективности за время работы теплообменника, равное двум циклам реверсивного вентилятора, а на рис. 10б показано соответственное изменение относительной скорости воздушного потока.

На участке 1–2 (рис. 10б) $u/u_{\max} = 1$, воздушный поток был направлен из помещения на улицу, и температурная эффективность постепенно снижалась (рис. 10а). На следующем этапе вентилятор переключился на вращение в другую сторону, что привело к резкому увеличению температурной эффективности. После этого воздушный поток вновь стабилизировался, но уже был направлен с улицы в помещение, при этом $u/u_{\max} = -0,9$, что привело на участке 3–4 к постепенному снижению температурной эффективности. Снижение температурной эффективности на участке 1–2 оказалось более значительным, чем на участке 3–4, что было связано с дисбалансом в расходах воздушных потоков при разных направлениях вращения вентилятора.

Зависимости средней температурной эффективности от среднего расхода воздуха через теплообменник, полученные по результатам экспериментов и расчетов, представлены на рис. 11.

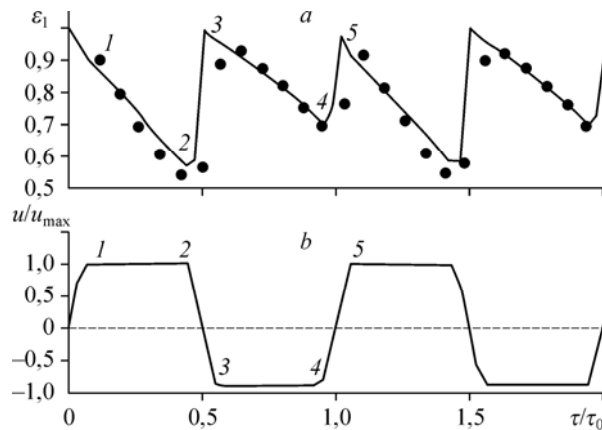


Рис. 10. Изменение температурной эффективности (а) и относительной скорости воздушного потока (б).

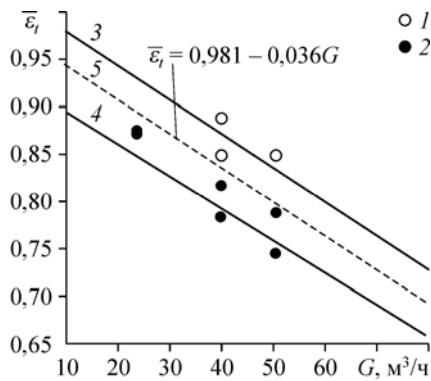


Рис. 11. Зависимость средней температурной эффективности от расхода воздуха при $G_x/G_r = 0,9$.

Воздушный поток с улицы: 1 — эксперимент, 3 — расчет; поток из помещения: 2 — эксперимент, 4 — расчет; 5 — расчет при $G_x/G_r = 1$.

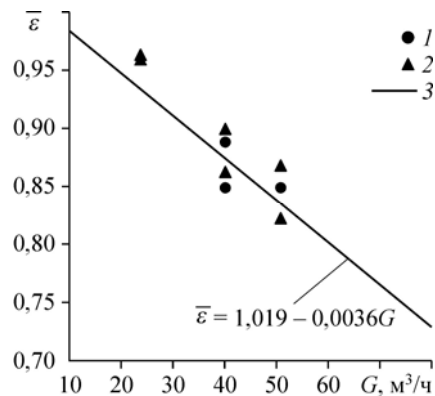


Рис. 12. Средняя тепловая эффективность при $G_x/G_r = 0,9$.

1 — поток с улицы, эксперимент; 2 — поток из помещения, эксперимент; 3 — расчет.

Из приведенных на рисунке данных следует, что средняя температурная эффективность получается выше при поступлении воздушного потока через теплообменник с улицы, чем при обратном его движении, что связано, как отмечалось ранее, с дисбалансом его расходов. Таким образом, изменяя соотношение расходов G_r/G_x , можно изменять температурную эффективность и влиять на среднюю температуру воздуха, поступающего в помещение. Следует отметить, что средняя температурная эффективность увеличивалась практически линейно с уменьшением среднего расхода воздуха через теплообменник. На рисунке пунктирной линией показана зависимость расчетной средней температурной эффективности от расхода воздуха при сбалансированности воздушных потоков через теплообменник.

Использование равенства (9) позволило провести удовлетворительное обобщение и согласование результатов расчетов и экспериментов по определению средней тепловой эффективности работы теплообменника в зависимости от среднего расхода воздуха при различных направлениях и отношениях расходов воздушных потоков (рис. 12). Средняя тепловая эффективность работы теплообменника линейно увеличивалась с уменьшением среднего расхода воздуха. Результаты определения средней тепловой эффективности теплообменника с соотношением расходов 0,9 в диапазоне 10–80 м³/час удовлетворительно описывались расчетной зависимостью

$$\bar{\epsilon} = 1,019 - 0,0036 \bar{G}. \quad (10)$$

Сравнение результатов измерений и численных расчетов по разработанной модели показало хорошее согласование не только интегральных характеристик, таких как тепловая эффективность, но и локальных временных зависимостей температуры воздуха и насадки теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока. Представленная модель может быть использована для анализа влияния режимных параметров, геометрических размеров каналов и теплофизических свойств материала насадки теплообменной матрицы на тепловую эффективность работы теплообменника. В качестве примеров проанализируем результаты расчетов зависимости тепловой эффективности

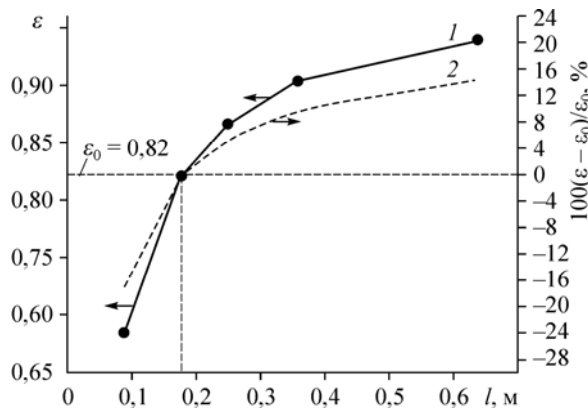


Рис. 13. Влияние длины канала на тепловую эффективность (1) и на относительную тепловую эффективность (2).

от длины канала теплообменной матрицы и скорости воздушного потока при равных расходах воздуха через теплообменную матрицу при противоположных направлениях вращения реверсного вентилятора и поперечном сечении матрицы согласно рис. 2. Изменение тепловой эффективности в зависимости от длины теплообменного канала согласно расчетам при расходе воздуха $G_r = G_x = 54 \text{ м}^3/\text{час}$ приведено на рис. 13. Так, при длине канала 0,18 м (общая длина матрицы в экспериментах) тепловая эффективность теплообменника составила $\epsilon = 0,82$. С увеличением длины матрицы тепловая эффективность возрастала, при этом темп ее роста снижался. Повышение тепловой эффективности при увеличении длины матрицы было связано с увеличением теплообменной поверхности. Результаты расчетов изменения тепловой эффективности от скорости воздуха в каналах матрицы при ее длине 0,18 м показаны на рис. 14. Согласно результатам расчетов тепловая эффективность теплообменника в диапазоне скоростей 0,5–2,5 м/с увеличивалась практически линейно со снижением скорости воздуха, линейная зависимость согласовывалась с характером изменения температурной эффективности теплообменника от расхода воздуха, полученным в экспериментах (рис. 12).

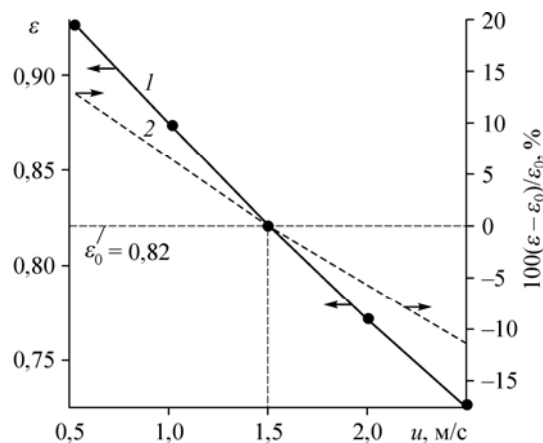


Рис. 14. Влияние скорости потока на тепловую эффективность (1) и на относительную тепловую эффективность (2).

Заключение

Экспериментально исследована температурная эффективность воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока с насадкой канального типа. Определена зависимость температурной эффективности работы теплообменника от среднего расхода воздушного потока, показано, что она линейно увеличивается с уменьшением этого расхода. Получена температурная эффективность теплообменника, равная 0,84, при среднем расходе воздуха 50 м³/час. Показано, что изменением соотношения расходов воздуха противоположного направления через теплообменник можно регулировать температуру воздуха, поступающего в помещение.

Предложена модель воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока. Она основана на численном решении системы уравнений баланса тепла в воздушном потоке и в материале канальной насадки. Результаты расчетов по предложенной модели удовлетворительно совпали с результатами экспериментальных исследований, что подтверждает ее корректность.

Модель может быть использована для анализа влияния режимных параметров, геометрических размеров каналов и теплофизических свойств материала насадки теплообменной матрицы на тепловую эффективность работы регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока.

Список обозначений

$Bi = \alpha \delta / \lambda_n$ — число Био,	S — площадь поперечного сечения канала, м ² ,
c — удельная изобарная теплоёмкость, Дж/(кг·°C),	S_n — площадь поперечного сечения стенок канала, м ² ,
G — расход воздуха, м ³ /час,	t — температура, °C,
L — длина канала, м,	t_{r1}, t_{x1} — температура воздуха у горячего и холодного входного сечения воздушного канала, °C,
$Nu = \alpha d / \lambda_b$ — число Нуссельта,	t_{r2}, t_{x2} — температура воздуха у горячего и холодного выходного сечения воздушного канала, °C,
$Re = u \cdot L / \chi_b$ — число Пекле,	u — скорость воздушного потока, м/с,
$Pt = \nu_b / \chi_b$ — число Прандтля,	W — тепловая мощность, Вт,
q — плотность мощности источника тепла, Дж/м ³ ,	x — продольная координата, м.
Q — количество тепла, Дж,	
$Re_d = u \cdot d / \nu_b$ — число Рейнольдса,	

Греческие символы

ε — тепловая эффективность теплообменника,	ν — коэффициент кинематической вязкости, м ² /с,
ε_t — температурная эффективность теплообменника,	Π — периметр сечения воздушного канала, м,
θ — безразмерная температура,	ρ — плотность, кг/м ³ ,
λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°C),	τ — время, с,
	χ — коэффициент температуропроводности, м ² /с.

Индексы

v — воздух,	n — регенеративная насадка,
x — воздушный поток с низкой температурой на входе,	t — температурный коэффициент,
Γ — воздушный поток с высокой температурой на входе,	1 — вход,
	2 — выход.

Список литературы

1. Roulet C.A., Heidt F.D., Foradini F., Pibiri M.C. Real heat recovery with air handling units // Energy and Buildings. 2001. Vol. 33. P. 495–502.
2. Hughes B.R., Chaudhry H.N., Calautit J.K. Passive energy recovery from natural ventilation air streams // Applied Energy. 2014. Vol. 113. P. 127–140.
3. Ramponi R., Angelotti A., Blocken B. Energy saving potential of night ventilation: sensitivity to pressure coefficients for different European climates // Applied Energy. 2014. No. 123. P. 185–95.

4. **Haniff M.F., Selamat H., Yusof R., Buyamin S., Ismail F.S.** Review of HVAC scheduling techniques for buildings towards energy-efficient and costeffective operations // *Renew Sustain Energy. Rev.* 2013. Vol. 27. P. 94–103.
5. **Низовцев М.И.** Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора-регенератора тепла вентиляционного воздуха // *Изв. вузов. Строительство.* 2007. № 10. С. 46–50.
6. **Низовцев М.И., Захаров А.А., Бородулин В.Ю., Летушко В.Н.** Экспериментальное исследование регенератора тепла и холода вентиляционного воздуха с переменным направлением воздушного потока // Докл. всеросс. конф. «XXXI Сибирский теплофизический семинар», ISBN 978-5-89017-039-2, Новосибирск, 2014. С. 430–435.
7. **Fernandez-Sera J., Diz R., Uhia F.J., Dopazo A., Ferro J.M.** Experimental analysis of an air-to-air heat recovery unit for balanced ventilation systems in residential buildings // *Energy Conversion and Management.* 2011. No. 52. P. 635–640.
8. **Yang C.M., Chen S.I., Chen S.L.** Energy-efficient air conditioning system with combination of radiant cooling and periodic total heat exchanger // *Energy.* 2013. Vol. 59. P. 467–477.
9. **Мезенцев И.В., Верниковская Н.В., Аристов Ю.И.** Экспериментальное исследование и математическое моделирование процессов теплообмена в термоаккумулирующих средах // *Теплофизика и аэромеханика.* 2006. Т. 13, № 3. С. 435–442.
10. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.
11. **Самарский А.А., Гулин А.В.** Численные методы. М.: Наука, 1989. 430 с.
12. **Кэйс В.М., Лондон А.Л.** Компактные теплообменники. М.-Л.: гос. энергетическое изд-во, 1962. 160 с.

*Статья поступила в редакцию 10 апреля 2015 г.,
после переработки — 29 мая 2015 г.*