

УДК. 697-921.4

## ВЕНТИЛЯЦИЯ ПОМЕЩЕНИЙ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ ИЗМЕНЕНИИ НАПРАВЛЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

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

*Институт теплофизики СО РАН, г. Новосибирск*

### Введение

Опыт эксплуатации многоквартирных и малоэтажных жилых зданий позволяет сделать вывод, что более чем 50% общих энергетических потерь может быть связано с потерями на вентиляцию и кондиционирование воздуха в зданиях с высоким уровнем теплоизоляции ограждающих конструкций [1]. В последние годы во многих странах активно проводятся исследования, направленные на сокращение энергозатрат на отопление и кондиционирование зданий [2-5].

Для организации энергосберегающей вентиляции в отдельных помещениях многоэтажных жилых или офисных зданий широкие возможности открывает применение воздушных регенераторов тепла и холода с периодическим изменением направления воздушного потока. В ряде работ [6, 7] приведены результаты исследований регенераторов с периодическим изменением направления воздушного потока через теплообменную матрицу, в качестве теплообменных матриц в них использовались засыпки из различных материалов. Такие аппараты, как правило, достаточно компактны, требуют для своей работы незначительной электрической мощности и обеспечивают потребности в энергосберегающей вентиляции отдельных помещений многоэтажных зданий. В данной статье представлены результаты экспериментального и расчетного исследования воздухо-воздушного регенеративного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока, в котором в качестве теплообменного тела применена матрица из полипропилена с продольными мини-каналами.

### Экспериментальный стенд и методика измерений

Экспериментальный стенд включал в себя установку вентиляционную рекуперативную канальную (рис. 1), измерительные датчики, компьютерную систему сбора и обработки информации. Установка состояла из регенеративной канальной насадки, реверсивного вентилятора и корпуса. Регенеративная насадка из полипропилена (рис. 2) состояла из двух блоков, которые располагались последовательно. Длина блоков была 60 мм и 120 мм, с наружным диаметром 198 мм. Размеры прямоугольных каналов насадки были  $3,25 \times 1,5$  мм при толщине стенки между каналами 0,5 мм.

Для измерения температуры было установлено 8 хромель-копелевых термопар с диаметром проволоки 0,2 мм. Четыре термопары были расположены непосредственно в воздушных каналах насадки в сечениях:  $x/L = 0, 0.17, 0.33, 0.67, 1$  (места установки условно показаны символом ● на рис.1,  $x$ –продольная координата). Дополнительно три термопары были заделаны внутрь стенки между каналами в сечениях  $x/L = 0, 0.33$  и 1 (места установки показаны символом × на рис. 1). Термопары подключались к многоканальному аналого-цифровому преобразователю (ADC).

Температурные измерения проводились в двух режимах. В режиме “быстрого канала” измерения выполнялись через 50 мс в течение 300 секунд. В режиме “многоканальных измерений” за 6 секунд проводилось 20 измерений по каждому каналу, среднее значение температуры каждого канала фиксировалось в памяти

компьютера. В “многоканальном” режиме измерения продолжались 20-30 минут после выхода установки на рабочий режим.

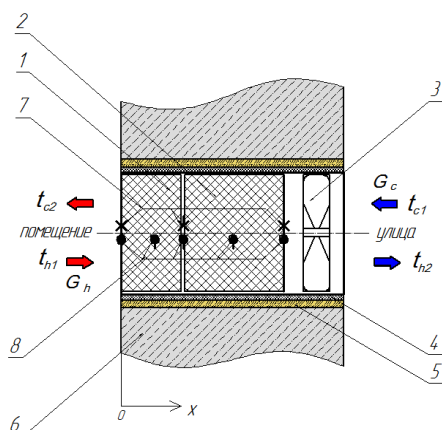


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:  
1, 2 — каналная насадка; 3 — реверсивный вентилятор,  
4 — корпус; 5 — теплоизоляция; 6 — стена здания;  
7 — термопары насадки, 8 — термопары воздушные



Рис. 2. Канальная насадка.

Измерения скоростей и расходов воздушных потоков через теплообменник были проведены в лабораторных условиях. Зависимость изменения относительной скорости  $u/u_{max}$ , где  $u$  — измеряемая скорость, а  $u_{max}$  — максимальная скорость через теплообменник, приведена на рис. 3. Время цикла работы реверсивного вентилятора  $\tau_0$  составляло 82 с, при этом половину времени цикла вентилятор вращался в одну сторону, формируя воздушный поток через каналную насадку определенного направления, а вторую половину цикла вентилятор вращался в другую сторону, создавая воздушный поток противоположного направления. При измерении скоростей воздушных потоков было обнаружено, что максимальная скорость воздушного потока в одном направлении превышала максимальную скорость в другом. Экспериментально были определены зависимости максимальных расходов воздушных потоков через насадку при вращении вентилятора в противоположных направлениях  $G_{1max}$  и  $G_{2max}$  от положения переключателя питания вентилятора  $n$  (рис. 4). Разница в расходах воздуха в зависимости от направления потока увеличивалась с 7 % до 20 % при увеличении среднего расхода через теплообменник с 23 м<sup>3</sup>/час до 50 м<sup>3</sup>/час. При установке теплообменника в стену здания он располагался таким образом, что расход воздуха из помещения через теплообменник превышал расход воздуха, поступающий через него в помещение.

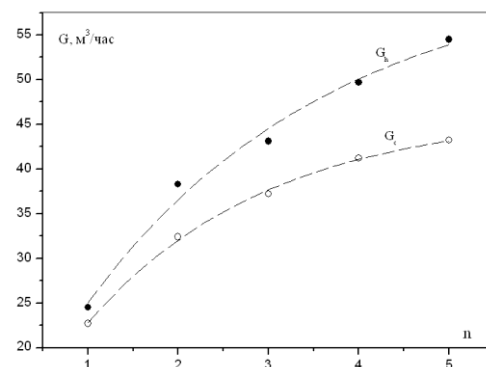
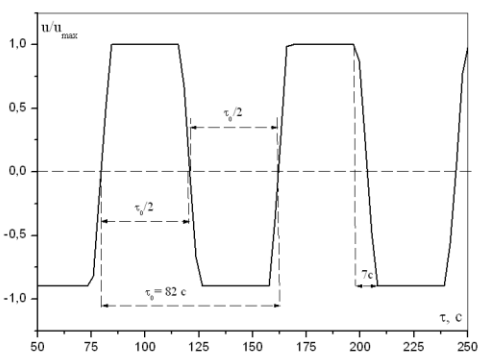


Рис.3. Изменение скорости воздушного потока. Рис.4. Изменение расходов воздушного потока.

### Расчётная модель

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

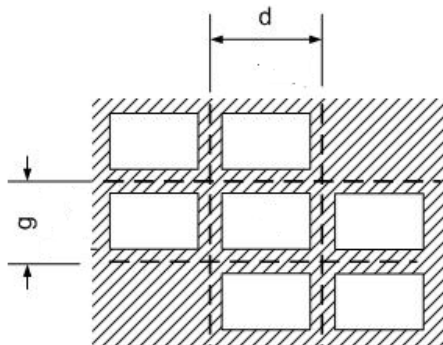


Рис. 5. Поперечное сечение регенеративной канальной насадки.

Из соображений симметрии принимается, что через границы, показанные на рисунке пунктиром, отсутствуют тепловые потоки, поэтому, при анализе теплообменных процессов можно было ограничиться рассмотрением одиночного канала. Фазовые превращения в расчетах не учитывались.

Уравнения переноса тепла в воздушном потоке при условии пренебрежения сжимаемостью и диссипативными эффектами можно записать в виде:

$$\rho_a c_a \cdot \left( \frac{\partial t_a}{\partial \tau} + \vec{u} \cdot \nabla t_a \right) = \lambda_a \cdot \Delta t_a + q, \quad (1)$$

где  $q$  - плотность мощности источника тепла,  $\rho$  - плотность,  $c$  - теплоёмкость при постоянном давлении,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $u$  - скорость потока,  $t$  - температура, индекс «а» указывает на принадлежность параметров воздуху.

Для оценки вкладов в общий теплообмен конвективного и молекулярного переноса используется число Пекле ( $Pe$ ). Число Пекле рассматривается как величина, численно равная отношению количеств теплоты, передаваемых в потоке жидкости конвекцией и теплопроводностью. При малых значениях  $Pe$  в теплообмене будет преобладать молекулярная теплопроводность, а при больших значениях, наоборот, - конвективный перенос теплоты. Для рассматриваемых далее в экспериментах режимов течения воздуха оценка значения  $Pe$  даёт величину  $\sim 10^4$ . Поэтому можно считать, что вклад молекулярного переноса теплоты пренебрежимо мал, тогда в одномерном случае теплообмен в воздушном потоке будет описываться уравнением:

$$\rho_a c_a \frac{\partial t_a}{\partial \tau} + \rho_a c_a u \cdot \frac{\partial t_a}{\partial x} = q.$$

В канале обмен тепловой энергией осуществляется через поверхность, и в одномерном случае его можно моделировать с помощью источникового члена. Плотность тепловой мощности  $q$  такого источника запишем в виде:

$$q = \frac{Q}{S \cdot L}, \quad Q = -\alpha \cdot \Pi \cdot \Delta L \cdot (t_a - t_r),$$

где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, определялся из (7);  $L$  - длина канала вдоль продольной оси,  $S$  - площадь сечения канала, а  $\Pi$  - его периметр,  $(t_a - t_r)$  - разность

температуры воздуха и стенки канала в одном и том же сечении. Окончательно уравнение (1) для воздушного потока в канале можно записать в виде:

$$\frac{\partial t_a}{\partial \tau} + u \cdot \frac{\partial t_a}{\partial x} = - \frac{\alpha \cdot \Pi \cdot t_a - t_r}{\rho_a \cdot c_a \cdot S} . \quad (2)$$

Тепловой баланс в стенке теплообменного канала запишем в виде уравнения теплопроводности с источником членом  $q$ :

$$\rho_r c_r \frac{\partial t_r}{\partial \tau} = \lambda_r \Delta t_r + q .$$

Здесь плотность мощности источника тепла  $q$  определялась аналогично предыдущему уравнению:

$$q = \frac{\alpha \cdot \Pi \cdot t_a - t_r}{S_r} ,$$

где  $S_r$  – площадь поперечного сечения стенок канала.

О характере распределения температуры внутри стенок каналов насадки можно судить по числу Био ( $Bi$ ), которое представляет собой отношение термического сопротивления стенки канала к термическому сопротивлению воздушного пограничного слоя на поверхности. Для рассматриваемых далее в экспериментах режимов течения воздуха  $Bi \sim 0.05$ . Это соответствует случаю  $Bi \ll 1$  и тело можно считать термически тонким. Другими словами, распределение температуры в стенке канала будет определяться в основном теплообменом на поверхности. По сравнению с продольной координатой  $x$  производными по поперечным координатам можно пренебречь. Следовательно, уравнение теплопроводности для материала насадки в одномерной постановке будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial t_r}{\partial \tau} = \chi_r \frac{\partial^2 t_r}{\partial x^2} + \frac{\alpha \cdot \Pi}{\rho_r \cdot c_r \cdot S_r} \cdot t_a - t_r . \quad (3)$$

Дополним систему уравнений (2) и (3) граничными и начальными условиями. В краевых сечениях стенки канала считались теплоизолированными, поэтому:

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

Поскольку, операторная часть уравнения (2) соответствует гиперболическому уравнению переноса, то для замыкания необходимо задать только одно граничное условие со стороны правого или левого краевого сечения канала в зависимости от направления воздушного потока. Так, в случае, когда поток воздуха поступает в канал в сечении  $x=0$ :

$$t_a(x, \tau) \Big|_{x=0} = t_{n1}(\tau) ,$$

в сечении  $x=L$ :

$$t_a(x, \tau) \Big|_{x=L} = t_{c1}(\tau) . \quad (5)$$

Переключение граничных условий происходит синхронно с изменением направления воздушного потока в установке.

Начальное распределение температуры воздуха и материала насадки принималось одинаковым:

$$t_r(x, \tau) \Big|_{\tau=0} = t_a(x, \tau) \Big|_{\tau=0} = f(x) . \quad (6)$$

Для  $Re_d \sim 180$  длина гидродинамического начального участка  $l_0$  при ламинарном течении в канале может быть оценена [8] по зависимости:

$$l_0 \sim 0.05d Re_d .$$

Тогда, для  $l_0$  получаем значение около 0.02 м. Отношение длины начального участка к длине канала, составляет около 0.1. Так как, длина начального участка мала

по сравнению с длиной канала,  $L=0.18$  м, то число Нуссельта можно считать постоянным и соответствующим развитому течению в канале, при этом [8]:

$$Nu \approx 4 \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_r} \right)^{0.25},$$

где  $Pr_r$  - значение числа Прандтля для воздуха при температуре равной температуре стенки канала. Отсюда коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{\lambda_a \cdot Nu}{d}. \quad (7)$$

Решение системы уравнений (2) и (3) при граничных условиях (4) и (5) с начальным распределением температуры (6) получено конечно-разностным методом [9]. Разностные уравнения, которые аппроксимируют исходную дифференциальную систему, были записаны для равномерной координатной сетки. Вычисления для разных слоёв сетки по времени 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 3-х точечном шаблоне, а для уравнения теплопроводности использована двухслойная неявная схема на 4-х точечном шаблоне. Результирующая скорость сходимости соответствовала первому порядку точности.

### Результаты экспериментов и расчётов

В ходе выполнения экспериментов были проведены измерения температуры воздуха и насадки с течением времени в разных сечениях при различных расходах воздуха. На рис. 6 в качестве примера приведены результаты измерений в режиме “быстрого канала” изменения температуры воздуха в сечениях канальной насадки  $x/L = 0, 0.67, 1$  (отсчет координаты  $x$  от поверхности насадки со стороны помещения согласно рис. 1, при температуре воздуха на улице  $t_{cl} = -23$  °С и температуре воздуха в помещении  $t_{hl} = +22$  °С при среднем расходе воздуха через теплообменник  $51$  м<sup>3</sup>/час. Средний расход воздуха определялся, как  $G = (G_h + G_c)/2$ . 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.

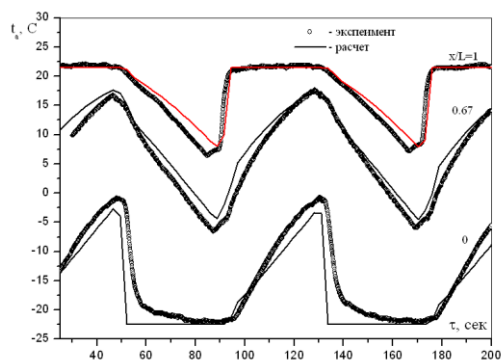


Рис. 6. Изменение температуры воздуха в различных сечениях насадки.

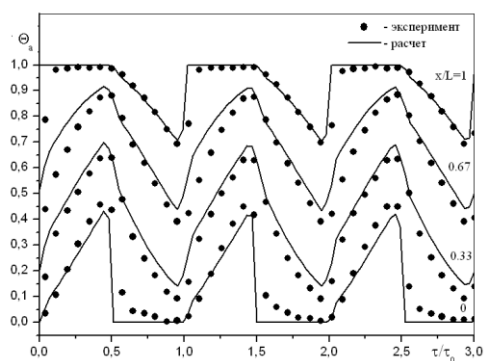


Рис. 7. Изменение относительной температуры воздуха в различных сечениях насадки.

Для анализа удобно рассмотреть изменение температуры воздуха или материала насадки в безразмерном виде:

$$\theta_i = \frac{t_i - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}}, \quad (8)$$

где индекс  $i$  заменяется на «a» для воздушного потока или - на «r» для материала насадки.

Изменение безразмерной температуры воздуха в различных сечениях насадки в режиме «многоканальных измерений» показано на рис. 7, здесь и далее условия проведения эксперимента соответствуют условиям, 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 измерениях. Линиями на рис. 7 приведены результаты численных расчетов по разработанной модели, получено удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных результатов. Из данных, представленных на рисунке в крайних сечениях канальной насадки со стороны помещения и со стороны улицы в изменениях температуры можно выделить три участка: первый участок относительно стабильной температуры, второй участок плавного изменения температуры и третий короткий по времени резкого изменения температуры. В центральных сечениях насадки временные профили изменения температуры воздуха имели более симметричную форму.

На рис. 8 приведены результаты изменения безразмерных температур материала насадки с течением времени в разных сечениях.

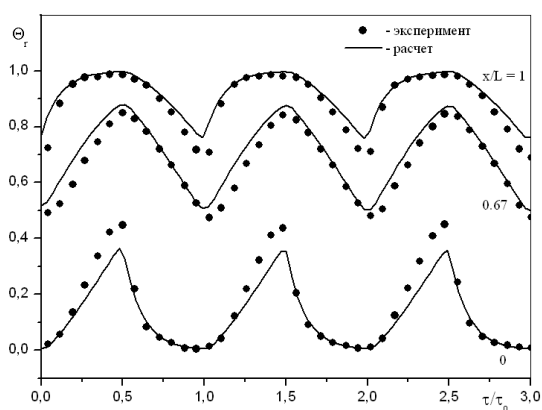


Рис. 8. Изменения относительных температур материала насадки в разных сечениях.

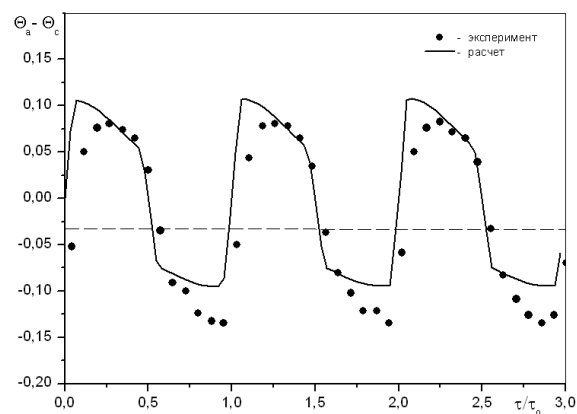


Рис. 9. Разница относительных температур воздуха и насадки в сечении  $x/L = 0,67$ .

Из представленных результатов следует, что температура материала насадки, как и температура воздуха в ее каналах, изменялась согласно периоду работы реверсивного вентилятора, при этом разница температуры насадки и воздуха определяла направление и величину теплопереноса. Результаты эксперимента и расчета разницы безразмерной температуры воздуха и материала насадки в одном из внутренних сечений ( $x/L = 0,67$ ) показаны на рис. 9. Данные расчета и эксперимента подтверждают, что половину периода работы реверсивного вентилятора температура воздушного потока в данном сечении была больше температуры материала насадки, и таким образом тепло передавалось от потока к насадке. В течение следующего полупериода температура материала насадки была меньше температуры потока, и воздушный поток забирал тепло аккумулированное насадкой в предыдущий полупериод.

Эффективность работы теплообменника можно определить [10], как  $\varepsilon = W/W_{max}$ , где  $W$  – тепловая мощность, при  $W = W_h$  – тепловая мощность, аккумулируемая насадкой при движении воздушного потока через теплообменник на улицу, и  $W = W_c$  – тепловая мощность нагрева насадкой воздушного потока при его поступлении в помещение.  $W_{max}$  –максимально возможная мощность,  $W_{max} = (c\rho u)_{min}(t_{h1}-t_{c1})$ , где  $(c\rho u)_{min}$  – минимальное из  $(c\rho u)_h$  и  $(c\rho u)_c$ . Таким образом, эффективность:

$$\varepsilon = \frac{(c\rho u)_c}{(c\rho u)_{min}} \times \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} = \frac{(c\rho u)_h}{(c\rho u)_{min}} \times \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{h1} - t_{c1}} = \frac{c\rho u}{(c\rho u)_{min}} \times \varepsilon_t, \quad (9)$$

где  $\varepsilon_t$  – температурная эффективность.

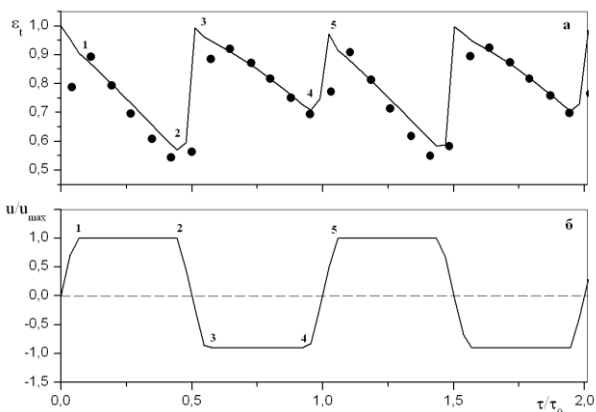


Рис. 10. Изменение температурной эффективности (а), относительной скорости (б).

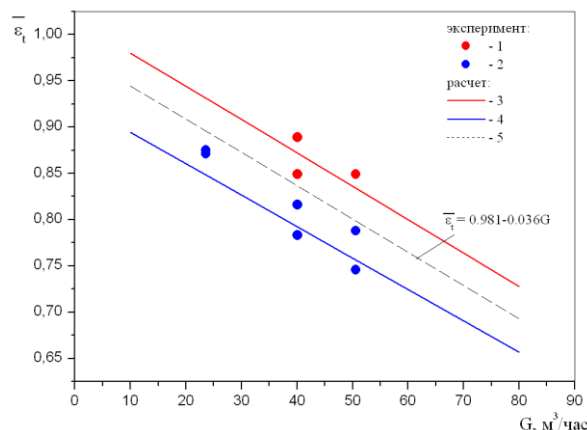


Рис. 11. Зависимость средней температурной эффективности от расхода воздуха: при  $G_c/G_h=0.9$ : поток с улицы 1-эксперимент, 3-расчет; поток из помещения 2-эксперимент, 4- расчет; при  $G_c/G_h=1$ : 5-расчет.

На (рис. 10а) приведены результаты расчетов и экспериментального определения локальной температурной эффективности за время работы теплообменника равное 2 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 было более значительным, чем на участке 3 – 4, что было связано с дисбалансом в расходах воздушных потоках при разных направлениях вращения вентилятора.

Зависимости средней температурной эффективности от среднего расхода воздуха через теплообменник, полученные из результатов экспериментов и расчетов, представлены на рис. 11. Из приведенных на рисунке данных следует, что средняя температурная эффективность была выше при поступлении воздушного потока с улицы, чем при обратном его движении, что было связано, как отмечалось ранее, с дисбалансом его расходов. Таким образом, изменяя соотношение расходов  $G_h/G_c$ , можно менять температурную эффективность и влиять на среднюю температуру воздуха, поступающего в помещение. Следует отметить, что средняя температурная

эффективность увеличивается практически линейно с уменьшением среднего расхода воздуха. На рисунке пунктирной линией показана зависимость расчетной средней температурной эффективности от расхода воздуха при сбалансированных воздушных потоках через теплообменник.

С использованием (9) была определена зависимость средней эффективности работы теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока от среднего расхода воздуха (рис. 12). Средняя эффективность работы теплообменника линейно увеличивалась с уменьшением среднего расхода.

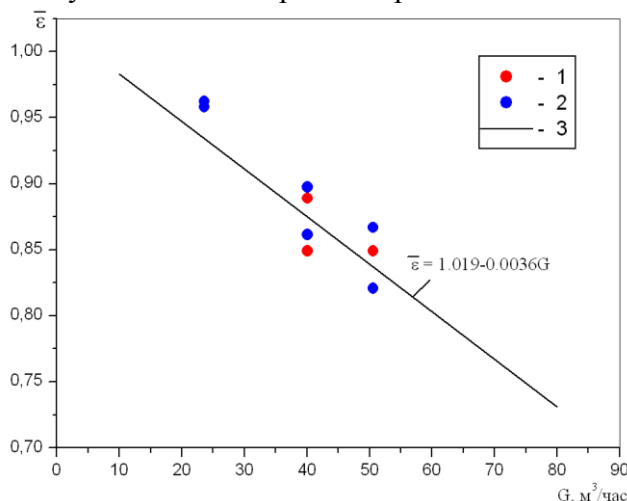


Рис. 12. Средняя температурная эффективность при  $G_v/G_n = 0.9$ : 1 - поток с улицы, эксперимент; 2 - поток из помещения, эксперимент; 3 - расчет.

Исследования воздухо-воздушного теплообменника с канальной насадкой и периодическим изменением направления скорости воздушного потока показали его высокую эффективность. Например, при среднем воздушном потоке  $50 \text{ м}^3/\text{час}$  эффективность составляла 0.84. Результаты определения средней эффективности теплообменника с дисбалансом расхода 0.9 в диапазоне расходов  $10\text{-}80 \text{ м}^3/\text{час}$  удовлетворительно описывались расчетной зависимостью:

$$\bar{\varepsilon} = 1.019 - 0.0036\bar{G}. \quad (10)$$

Оценим экономическую эффективность использования рассматриваемого регенератора тепла вентиляционного воздуха с периодическим изменением направления воздушного потока для энергосберегающей вентиляции жилого или офисного помещения в отопительный период года при следующих исходных данных. Стоимость регенеративной вентиляционной установки производительностью  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$  составляет 20 тыс. руб. В условиях г. Москвы (Российская Федерация) за среднюю продолжительность отопительного периода принимают 214 суток при средней температуре отопительного периода  $-3.1^\circ\text{C}$ . Полагаем, что регенеративная вентиляционная установка работает 12 часов в сутки при эффективности 0.84. Следовательно, если температура воздуха в помещении поддерживается около  $+21^\circ\text{C}$ , то за отопительный период будет извлечено из удаляемого из помещения воздуха и пойдет на нагрев входящего в помещение воздуха  $864 \text{ kWh}$  (мощность составляет  $240 \text{ W}$ ). При стоимости электроэнергии  $4.2 \text{ руб}/\text{kWh}$  установка окупается за 5.5 лет эксплуатации. В более суровых условиях г. Новосибирска срок окупаемости составит 3.5 года.

Следует отметить, что при оценке экономической эффективности эксплуатации регенеративной установки с периодическим изменением направления воздушного потока принималось во внимание только ее работа в холодный период года для снижения энергозатрат на нагрев вентиляционного воздуха. Однако, в теплый период



года данная установка может эффективно быть использована для снижения затрат энергии на охлаждение вентиляционного воздуха и предотвращения перегрева помещений, что может привести к существенному сокращению реального срока ее окупаемости.

### **Заключение**

Экспериментально исследована эффективность воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока с насадкой канального типа. Определена зависимость эффективности работы теплообменника от среднего расхода воздушного потока. Показано, что она линейно увеличивается с уменьшением расхода. Получена эффективность теплообменника 0.84 при среднем расходе воздуха 50 м<sup>3</sup>/час. Показано, что изменением соотношения расходов воздуха противоположного направления через теплообменник можно регулировать температуру воздуха поступающего в помещение.

Предложена расчетная модель воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока. Модель основана на численном решении системы уравнений баланса тепла воздушного потока и материала канальной насадки. Результаты расчетов по предложенной модели удовлетворительно совпадали с результатами экспериментальных исследований, что подтверждает ее корректность. В дальнейшем предполагается использовать данную расчетную модель для оптимизации геометрических и режимных параметров воздухо-воздушных теплообменников с периодическим изменением направления воздушного потока.

В результате оценки экономической эффективности использования регенеративной вентиляционной установки для энергосберегающей вентиляции жилых и офисных помещений в отопительный период года получены сроки ее окупаемости: 3.5 года в климатических условиях г. Новосибирска и 5.5 лет для условий г. Москвы.

### **Литература**

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, № 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// *Известия Вузов. Строительство*. 2007, № 10, С. 46–50.
6. 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.
7. Yu.I. Aristov, I.V. Mezentsev, V.A. Mukhin. A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems// *Energy and Buildings*. 2008, Vol. 40, P. 204–208.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи; Москва: Энергия, 1977, 344 с.
9. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы. Москва: Наука, 1989. 430 с.
10. W.M. Kays, A.L. London, *Heat Exchanger Thermal and Pressure-Drop Design*. Compact Heat Exchangers; McGraw-Hill Book Company, Stanford, 1984. P. 16–20.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 14-19-00402