

Экспериментальное исследование эффективности регенеративного теплообменника с промежуточным теплоносителем и капельным орошением

М.И. Низовцев, В.Н. Летушко, А.Н. Стерлягов

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

E-mail: nizovtsev@itp.nsc.ru

Выполнено экспериментальное исследование эффективности работы регенеративного теплообменника с промежуточным теплоносителем и капельным орошением в зимних условиях эксплуатации. Получено, что температурная эффективность по греющей и охлаждающей колоннам увеличивалась при росте плотности орошения насадки от 0,11 до 0,20 кг/(м²·с). Максимальная температурная эффективность 71 % по греющей колонне была получена при плотности орошения 0,21 кг/(м²·с). В охлаждающей колонне теплообменника воздушный поток из помещения охлаждался, и в нем происходила конденсация влаги. В греющей колонне теплообменника наблюдался противоположный процесс интенсивного испарения влаги и увлажнения воздушного потока, поступающего в помещение. Максимальная влажностная эффективность греющей колонны была около 80 % при плотности орошения насадки 0,17–0,25 кг/(м²·с).

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, промежуточный теплоноситель, температурная эффективность, влажностная эффективность, колонна с теплообменной насадкой.

Введение

При эксплуатации зданий энергозатраты на нагрев и охлаждение вентиляционного воздуха могут достигать 50 % в общем энергобалансе [1]. В связи с высокими ценами на энергоносители и ростом затрат энергии на отопление и вентиляцию современных жилых и производственных зданий все более остро встают вопросы энергосбережения, большую актуальность приобретают создание и использование новых энергоэффективных технологий и устройств [2]. Широкое применение современных энергоэффективных конструкций стен и окон с низкой воздухопроницаемостью приводит к проблемам регулируемой вентиляции помещений [3]. При вентиляции до 90 % энергозатрат может быть снижено при использовании рекуперативных и регенеративных теплообменников [4, 5]. Сложность решения вопросов воздушной регенеративной и рекуперативной вентиляции вызвана низкими коэффициентами теплообмена между воздушной средой и поверхностью твердого тела, что приводит к увеличению теплообменных поверхностей и габаритов теплообменных аппаратов. Приходится также решать проблему отвода влаги, конденсирующейся из воздуха, удаляемого из помещения по мере его охлаждения

в теплообменном аппарате. Эффективность используемых конструкций воздушных регенеративных теплообменников еще недостаточно высока, кроме того, существенным недостатком известных устройств является то, что они надежно работают только при относительно высоких температурах наружного воздуха. При низких температурах поверхности теплообмена в них обмерзают и аппараты перестают выполнять свои функции. Это вызывает необходимость проведения научно-исследовательских работ по поиску новых технических решений [6, 7]. Для повышения эффективности существующих теплообменников и создания принципиально новых устройств необходимы простые и эффективные модели теплофизических процессов, верификация которых требует наличия обширной базы экспериментальных данных. Таким образом, задача изучения физических механизмов тепломассопереноса в мини-каналах и пористых средах с фазовыми превращениями, на базе которых могут быть разработаны новые теплообменные аппараты, является актуальной и требует комплексного экспериментально-расчетного подхода.

При выборе теплообменника для утилизации тепла вентиляционного воздуха необходимо принимать во внимание особенности его эксплуатации. Основным назначением вентиляционной системы является обеспечение необходимого количества свежего воздуха, удаление из помещения вредных веществ, бактерий, влаги и пыли. Обычно основными требованиями к такому аппарату являются: высокая эффективность, простота конструкции, способность выводить из теплообменника влагу, сконденсированную из потока удаляемого воздуха, надежность работы в условиях отрицательных температур наружного воздуха.

Наиболее широкое распространение получили пластинчатые рекуператоры с металлическими [8, 9] или пластиковыми [10] теплообменными поверхностями. Недостатком пластинчатых теплообменников является обмерзание при низких наружных температурах, поэтому разрабатываются различные меры для борьбы с обмерзанием [11]. Для решения этих задач используются пластинчатые теплообменники с пористыми мембранами, проницаемыми для паров воды [12]. В этих теплообменниках вместо металлических пластин применяют проницаемые для пара пластины/мембраны, изготовленные из пористых полимеров, керамики, бумаги [13, 14]. Частичный перенос воды через такие мембраны способствует осушению удаляемого из помещения потока воздуха и увлажнению приточного. Перенос осуществляется за счет разницы концентраций влаги в потоках и зависит от состава, формы и размера мембраны. Мембранные устройства просты и надежны; в них нет движущихся частей, и для регенерации сорбента не требуется подвод внешнего тепла. Однако испытания подобных аппаратов проводились преимущественно в регионах с теплым и влажным климатом [15], и требуются дополнительные теоретические и экспериментальные исследования для более холодных климатических условий их эксплуатации.

Активно начинают применяться роторные теплоутилизаторы с дисками из пористых материалов или с мини-каналами [16, 17]. Роторные теплоутилизаторы [18, 19] представляют собой регенеративные тепломассообменники, позволяющие утилизировать не только явную теплоту [20, 21], но и водяные пары из воздуха, так как поверхность ротора может быть покрыта влагопоглощающим слоем. В этом случае утилизируется также и скрытая теплота, а приточный воздух не только нагревается, но и увлажняется [22–24]. Эффективность роторных теплоутилизаторов обычно составляет 50–85 % для рекуперации как теплоты, так и влаги [25]. Эти устройства имеют малый перепад давления — всего 50–200 Па, что ниже, чем у большинства других воздухо-воздушных

теплообменников. Недостатками таких аппаратов являются движущиеся части, требующие соответствующего обслуживания, и проникновение небольшой доли отработанного воздуха из вытяжного канала в приточный (до 10 %), что снижает эффективность и может быть источником переноса вредных примесей [26]. Опыт их эксплуатации в холодном климате еще недостаточен, но уже известно, что они подвержены образованию льда при наружной температуре ниже -15°C [27–29].

Широкое распространение из-за простоты конструкции и небольшой стоимости получили регенеративные вентиляционные устройства периодического действия [30–32]. Регенеративная насадка воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока представляет собой систему параллельных теплообменных каналов, отделенных друг от друга тонкими перегородками. Каждый цикл работы подобных теплообменников состоит из этапов аккумуляирования тепловой энергии и ее регенерации [32, 33]. Однако такие аппараты, как и роторные регенераторы, при высокой эффективности имеют недостаток частичного смешения воздушных потоков [34, 35].

Перспективными устройствами регенеративной вентиляции являются регенераторы с промежуточным теплоносителем. Достоинства такого типа регенераторов следующие: отсутствие обмерзания, малые потери напора воздуха, возможность пространственного разнесения мест ввода и вывода воздушной вентиляции, что повышает эффективность их работы. Подобные регенераторы тепла являются новыми, поэтому в литературе имеется ограниченная информация о таких аппаратах [36–38].

В 2023 г. получен патент на изобретение «Регенератор тепла и холода вентиляционного воздуха» [39]. В Институте теплофизики СО РАН разработана и изготовлена новая лабораторная модель регенеративного теплообменника с промежуточным теплоносителем и капельным орошением. Описание конструкции аппарата и результаты экспериментальных исследований эффективности его работы в зимний период времени приведены в настоящей работе.

Регенеративный теплообменник и измерительная система

Схема лабораторного образца регенеративного воздухо-воздушного теплообменника с капельным орошением и промежуточным теплоносителем приведена на рис. 1.

Теплообменник состоит из двух колонн цилиндрической формы диаметром 0,4 м и высотой 0,5 м, заполненных насадкой из керамзитового гравия диаметром 8 мм. Снизу вверх каждая колонна продувается с помощью вентилятора воздушным потоком. Одна из колонн продувается потоком холодного воздуха, который в колонне нагревается, поэтому ее будем называть греющей. В другой колонне воздух из помещения, проходя через колонну, охлаждается, ее будем называть охлаждающей. Сверху каждой колонны через ороситель подается раствор соли, который стекает по насадке вниз колонны и с помощью насоса подается в верхнюю часть другой колонны. Солевой раствор, таким образом, является промежуточным теплоносителем, который охлаждает воздух, уходящий из помещения, и нагревает воздух, поступающий в помещение.

В качестве промежуточного теплоносителя используется раствор хлористого кальция с массовой концентрацией соли 26–28 %. Раствор CaCl_2 такой концентрации не замерзает при температурах $-36 \dots -41^{\circ}\text{C}$, кроме того, он еще имеет важное преимущество при использовании в подобных аппаратах. Это то, что максимальная влажность воздуха над данным раствором не превышает 60–70 % относительной влажности.

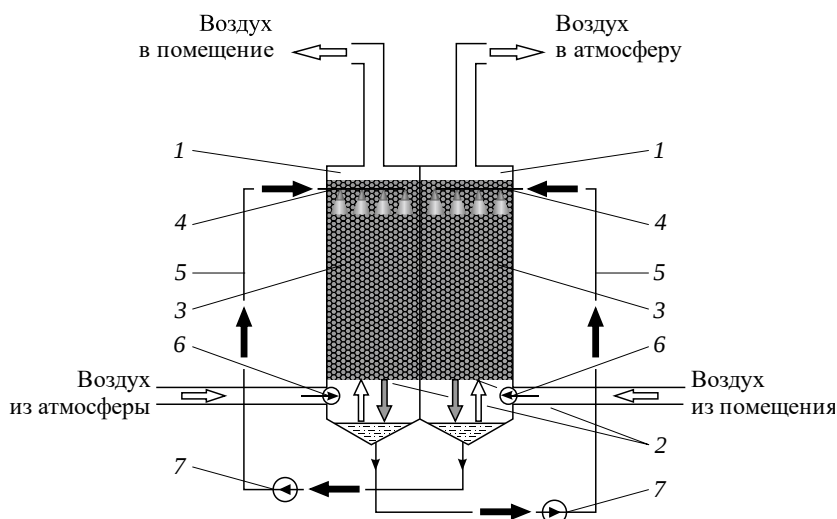


Рис. 1. Схема воздушного регенератора тепла с промежуточным теплоносителем.

1 — корпус колонны, 2 — решетка, 3 — насадка, 4 — ороситель, 5 — трубопровод, 6 — воздушные вентиляторы, 7 — водяной насос.

Для проведения экспериментальных исследований эффективности работы воздушного регенератора был собран экспериментальный стенд, который, помимо регенератора, включал систему регулирования и измерения расходов воздуха и промежуточного теплоносителя на каждой колонне, а также систему измерения физических параметров воздушных потоков и промежуточного теплоносителя. Система измерения параметров обеспечивала измерение температур и относительных влажностей входящих и выходящих из колонн воздушных потоков и регистрацию температур промежуточного теплоносителя на входе и выходе из колонн.

Измерение температур воздушных потоков и промежуточного теплоносителя проводилось восемью хромель-копелевыми термопарами из проволоки диаметром 0,2 мм, подключенными к многоканальному прецизионному измерителю температуры МИТ 8. Измерения выполнялись последовательно по всем каналам. По каждому каналу температура измерялась 10 раз за время 5 с, среднее значение температуры фиксировалось в памяти прибора, после этого измерение выполнялось на следующем канале. После опроса всех 8 каналов (за время 40 с) измерение температуры вновь начиналось с первого канала. Предел допускаемой абсолютной погрешности температуры составлял $\pm 0,15$ °С.

На входе и выходе воздуха каждой колонны для измерения относительной влажности воздуха и температуры были установлены логгеры Eclerk-USB-RHT-KI. Измерения логгерами проводились с частотой 1 измерение в минуту. Абсолютная погрешность измерения относительной влажности в диапазоне влажностей 10–90 % составляла ± 2 %, а при влажности 0–10 и 90–100 % была ± 3 %. После проведения каждого эксперимента информация с многоканального измерителя температуры и логгеров переносилась на компьютер для последующей обработки и анализа.

Определение температурной эффективности

Было выполнено экспериментальное исследование влияния плотности орошения насадки солевым раствором в диапазоне $G_{\text{рас}} = 0,11 \div 0,25$ кг/(м²·с) при расходе воздуха

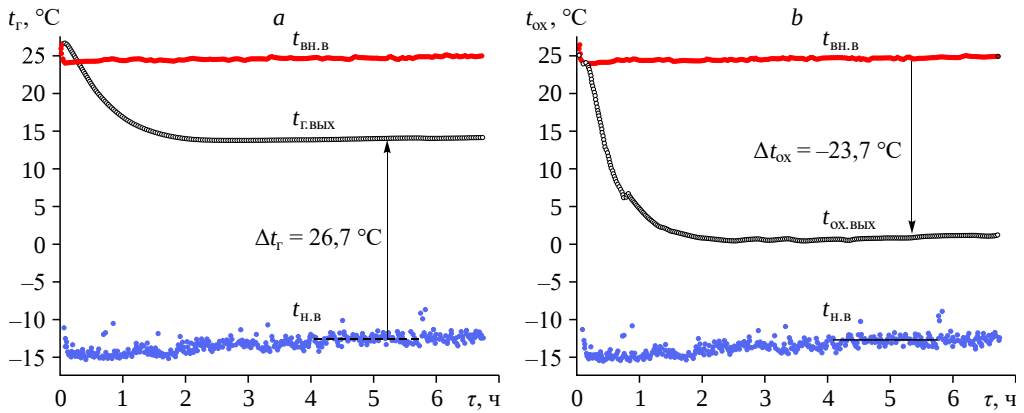


Рис. 2. Изменение температуры воздуха в греющей (а) и в охлаждающей (б) колоннах.

Средняя температура: $t_{\text{вн.в}} = 24,8^\circ\text{C}$, $t_{\text{г.вых}} = 14,1^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.в}} = -12,6^\circ\text{C}$ (а);

$t_{\text{вн.в}} = 24,8^\circ\text{C}$, $t_{\text{оx.вых}} = 1,1^\circ\text{C}$, $t_{\text{н.в}} = -12,6^\circ\text{C}$ (б).

в каждой колонне на единицу поверхности насадки $G_{\text{в}} = 0,375 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ на эффективность работы регенеративного теплообменника в зимний период.

В качестве примера рассмотрим изменение параметров воздуха и раствора соли в процессе работы теплообменника при плотности орошения насадки солевым раствором $0,21 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

На рис. 2а показано изменение температуры воздуха в греющей колонне теплообменника. Согласно результатам эксперимента, через 2 ч с начала работы теплообменник выходил на стационарный режим работы. Для анализа его работы параметры усреднялись за 1,5 ч, начиная с 4-го часа работы аппарата. Средняя температура наружного воздуха, поступающего в колонну с улицы, была $t_{\text{н.в}} = -12,6^\circ\text{C}$, а поступающего из колонны в помещение — $t_{\text{г.вых}} = 14,1^\circ\text{C}$. Таким образом, воздух в колонне нагрелся на $\Delta t_{\text{г}} = 26,7^\circ\text{C}$.

В охлаждающей колонне происходил обратный процесс охлаждения воздуха, поступающего из помещения с температурой $t_{\text{вн.в}} = 24,8^\circ\text{C}$, до температуры $t_{\text{оx.вых}} = 1,1^\circ\text{C}$. Таким образом, в охлаждающей колонне температура воздуха снижалась на $\Delta t_{\text{оx}} = -23,7^\circ\text{C}$ (см. рис. 2б).

Рассмотрим изменение температуры промежуточного теплоносителя при прохождении колонн. На рис. 3а показано изменение с течением времени температуры раствора

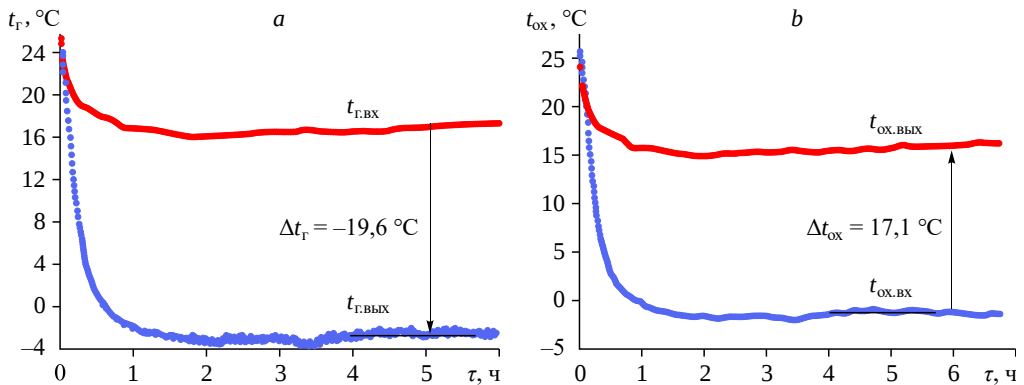


Рис. 3. Изменение температуры промежуточного теплоносителя в греющей (а) и в охлаждающей (б) колоннах.

Средняя температура: $t_{\text{г.вх}} = 16,8^\circ\text{C}$, $t_{\text{г.вых}} = -2,8^\circ\text{C}$ (а); $t_{\text{оx.вх}} = 15,6^\circ\text{C}$, $t_{\text{оx.вых}} = -1,5^\circ\text{C}$ (б).

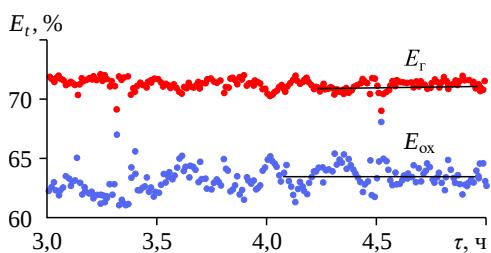


Рис. 4. Температурная эффективность колонн при плотности орошения насадки солевым раствором 0,21 кг/(м²·с).

в греющей колонне. Средняя температура раствора при прохождении колонны снизилась на $\Delta t_{\Gamma} = -19,6^{\circ}\text{C}$ от $t_{\Gamma, \text{BX}} = 16,8^{\circ}\text{C}$ на входе в колонну до $t_{\Gamma, \text{ВЫХ}} = -2,8^{\circ}\text{C}$ на выходе. В охлаждающей колонне происходил обратный процесс повышения температуры солевого раствора от $t_{\text{ох.ВХ}} = -1,5^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{ох.ВЫХ}} = 15,6^{\circ}\text{C}$, т.е. на $\Delta t_{\text{ох}} = 17,1^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 3б).

По результатам измерения температуры воздуха определена температурная эффективность работы каждой из колонн теплообменника:

$$E_t = \frac{|t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}|}{t_{\text{ВН.В}} - t_{\text{Н.В}}} \times 100 \%,$$

где $t_{\text{ВЫХ}}$ — температура воздуха на выходе из колонны, $t_{\text{ВХ}}$ — температура воздуха на входе в колонну, $t_{\text{ВН.В}}$ — температура внутреннего воздуха, $t_{\text{Н.В}}$ — температура наружного воздуха.

На рис. 4 показана температурная эффективность колонн. Средняя температурная эффективность греющей колонны составила $E_{\Gamma} = 71 \%$, а охлаждающей $E_{\text{ох}} = 63 \%$.

Аналогичные эксперименты были выполнены при плотности орошения насадки в диапазоне $G_{\text{рас}} = 0,11 \div 0,25 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ (рис. 5).

Согласно полученным результатам, тепловая эффективность теплообменника увеличивалась при росте плотности орошения насадки в диапазоне 0,11–0,20 кг/(м²·с), затем при плотностях орошения 0,20–0,22 кг/(м²·с) происходила ее стабилизация, а при дальнейшем увеличении плотности орошения она начинала снижаться. Получены обобщающие зависимости тепловой эффективности для обеих колонн от плотности орошения насадки.

В результате экспериментов подтвержден ранее полученный при выполнении расчетов (см. [38]) вывод о смещении в большую сторону от единицы отношения водяных эквивалентов $W = G_{\text{рас}} c_{\text{рас}} / G_{\text{в}} c_{\text{в}}$ ($c_{\text{рас}}$ и $c_{\text{в}}$ — теплоемкость раствора и воздуха соответственно) для максимальной тепловой эффективности регенератора (см. рис. 5).

Определение влажностной эффективности

В экспериментах с помощью датчиков влажности определялось изменение влажности воздуха при прохождении воздушных потоков через колонны теплообменника. Изменение влажности воздуха является важным параметром, так как оно оказывает влияние на температурную эффективность рекуператора. Кроме того, увлажнение воздуха, поступающего в помещение в зимний период, представляет положительной особенностью работы данного теплообменника в условиях низких температур наружного воздуха. В зимнее время абсолютная влажность наружного воздуха в условиях континентального климата низкая, и при вентиляции происходит снижение влажности воздуха в помещениях ниже рекомендуемых значений. Поэтому необходимо предусматривать специальные мероприятия для увлажнения воздуха в помещениях в зимний период.

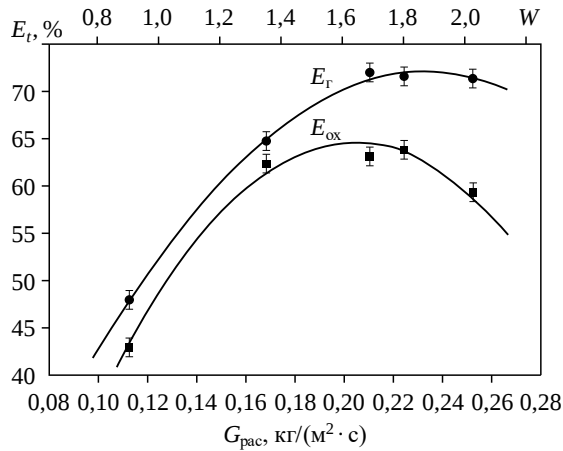


Рис. 5. Зависимость температурной эффективности от плотности орошения насадки.

$$E_{\gamma} = -18,2 + 775,5 G_{\text{рас}} - 1663,2 G_{\text{рас}}^2,$$

$$E_{\text{ox}} = -40,6 + 1029,3 G_{\text{рас}} - 2515,7 G_{\text{рас}}^2;$$

W — отношение водяных эквивалентов.

На рис. 6а показано изменение влажности воздуха при прохождении его через греющую колонну. В греющей колонне происходило испарение влаги. Воздушный поток увлажнялся от $w_{\gamma, \text{BX}} = 0,77$ г/кг воздуха до $w_{\gamma, \text{ВЫХ}} = 3,38$ г/кг, т.е. на $\Delta w_{\gamma} = 2,61$ г/кг.

Обратный процесс с конденсацией влаги, хотя и с меньшей интенсивностью, чем испарение влаги в греющей колонне, наблюдался в охлаждающей колонне (см. рис. 6б). Малая интенсивность конденсации была обусловлена низкой влажностью воздуха в помещении во время проведения экспериментов в зимнее время (около 28 %). Влажность воздуха при прохождении охлаждающей колонны снижалась на $\Delta w_{\text{ox}} = 1,73$ г/кг от $w_{\text{ox, BX}} = 4,15$ г/кг до $w_{\text{ox, ВЫХ}} = 2,42$ г/кг.

По аналогии с температурной эффективностью регенеративного теплообменника определим влажностную эффективность работы каждой из колонн теплообменника E_w :

$$E_w = \frac{|w_{\text{ВЫХ}} - w_{\text{BX}}|}{w_{\text{ВН.В}} - w_{\text{Н.В}}} \times 100 \%,$$

где $w_{\text{ВЫХ}}$ — влажность воздуха на выходе из колонны, w_{BX} — влажность воздуха на входе в колонну, $w_{\text{ВН.В}}$ — влажность внутреннего воздуха, $w_{\text{Н.В}}$ — влажность наружного воздуха.

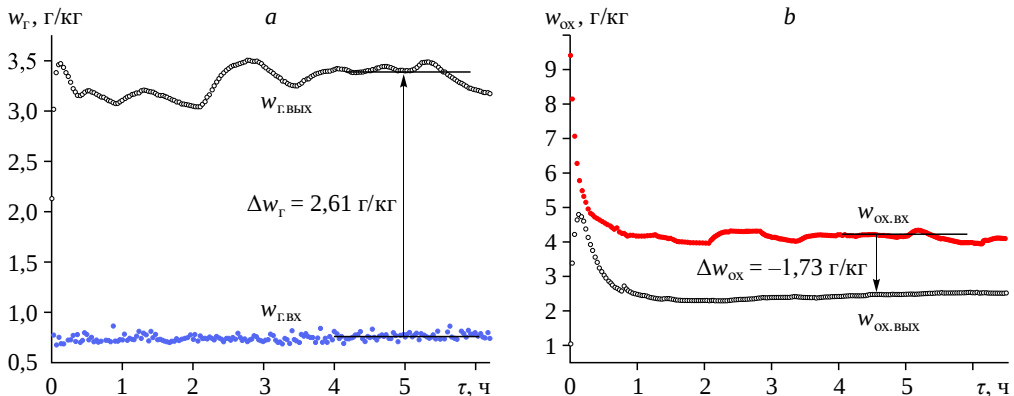


Рис. 6. Изменение влажности воздуха в греющей (а) и в охлаждающей (б) колоннах.

Средняя влажность воздуха: $w_{\gamma, \text{ВЫХ}} = 3,38$ г/кг, $w_{\gamma, \text{BX}} = 0,77$ г/кг (а); $w_{\text{ox, BX}} = 4,15$ г/кг, $w_{\text{ox, ВЫХ}} = 2,42$ г/кг (б).

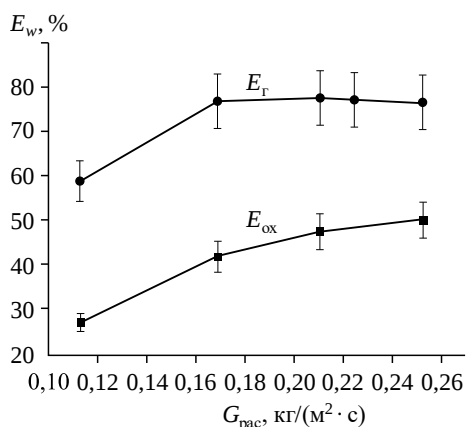


Рис. 7. Зависимость влажностной эффективности греющей колонны ($E_г$) и охлаждающей колонны ($E_{ох}$) от плотности орошения насадки.

На основании обработки экспериментальных результатов получены зависимости влажностных эффективностей для греющей колонны ($E_г$) и охлаждающей колонны ($E_{ох}$) от плотности орошения насадки (рис. 7).

Согласно результатам экспериментов, по греющей колонне влажностная эффективность возросла от 60 до 80 % при увеличении плотности орошения от 0,11 до 0,17 кг/(м²·с), а при дальнейшем увеличении плотности

орошения она практически не изменялась. По охлаждающей колонне влажностная эффективность была ниже, чем по греющей, что связано, как отмечалось ранее, с низкой влажностью внутреннего воздуха, а эффективность последовательно увеличивалась с ростом плотности орошения насадки.

Заключение

Выполнены экспериментальные исследования тепловой и влажностной эффективности лабораторного образца регенеративного теплообменника с промежуточным теплоносителем и капельным орошением в зимний период времени при расходе воздушных потоков на единицу поверхности насадки $G_в = 0,375 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и плотности орошения насадки солевым раствором в диапазоне $G_{рас} = 0,11 - 0,25 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Получено, что температурная эффективность по греющей и охлаждающей колоннам теплообменника увеличивалась при росте плотности орошения насадки от 0,11 до 0,20 кг/(м²·с), затем при плотностях орошения 0,20–0,22 кг/(м²·с) происходила ее стабилизация. Максимальная температурная эффективность 71 % по греющей колонне была получена при плотности орошения 0,21 кг/(м²·с). При увеличении плотности орошения более 0,22 кг/(м²·с) тепловая эффективность снижалась. Получены обобщающие зависимости температурной эффективности по греющей и охлаждающей колоннам от плотности орошения насадки солевым раствором.

Экспериментально подтвержден ранее полученный при расчетах вывод о смещении в большую сторону от единицы отношения водяных эквивалентов промежуточного теплоносителя и воздушного потока для максимальной температурной эффективности.

В зимний период работы в греющей колонне теплообменника наблюдалось испарение влаги и увлажнение воздушного потока, поступающего в помещение. Максимальная влажностная эффективность греющей колонны была около 80 % при расходах промежуточного теплоносителя 60–90 л/ч при плотностях орошения насадки 0,17–0,25 кг/(м²·с).

Список литературы

1. Najjar M.K., Figueiredo K., Hammad A.W. et al. A framework to estimate heat energy loss in building operation // J. Cleaner Production. 2019. Vol. 235. P. 789–800.
2. Zender-Świercz E. A review of heat recovery in ventilation // Energies. 2021. Vol. 14, No. 6. P. 1759-1–1759-23.
3. Schünemann C., Schiela D., Ortlepp R. How window ventilation behavior affects the heat resilience in multi-residential buildings // Building and Environment. 2021. Vol. 202(9). P. 107987-1–107987-16.

4. Bai H.Y., Liu P., Justo Alonso M. et al. A review of heat recovery technologies and their frost control for residential building ventilation in cold climate regions // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2022. Vol. 162(7). P. 112417-1–112417-25.
5. Picallo-Perez A., Sala-Lizarraga J.M., Odriozola-Maritorena M. et al. Ventilation of buildings with heat recovery systems: Thorough energy and exergy analysis for indoor thermal wellness // *J. Building Engng*. 2021. Vol. 39(3). P. 102255-1–102255-14.
6. Hu Y., Heiselberg P.K., Guo R. Ventilation cooling/heating performance of a PCM enhanced ventilated window-an experimental study // *Energy and Buildings*. 2020. Vol. 214. P. 109903-1–109903-12.
7. Низовцев М.И. Экспериментальное исследование динамических и тепловых характеристик дискового вентилятора — регенератора тепла вентиляционного воздуха // *Изв. вузов. Строительство*. 2007. № 10. С. 46–50.
8. Mota F.A.S., Ravagnani M.A.S.S., Carvalho E.P. Optimal design of plate heat exchangers // *Applied Thermal Engng*. 2014. Vol. 63. P. 33–39.
9. Amin M.R., Lindstrom J.D. Transient thermal simulation of counter flow compact recuperator partition plates // *Applied Thermal Engng*. 2012. Vol. 48. P. 11–17.
10. Joen C.T., Park Y., Wang Q., Sommers A., Han X., Jacobi A. A review on polymer heat ex-changers for HVAC & R applications // *Intern. J. Refrig*. 2009. Vol. 32. P. 763–779.
11. Nasr M.R., Fauchoux M., Besant R.W., Simonson C.J. A review of frosting in air-to-air energy exchangers // *Renewable and Sustainable Energy Rev*. 2014. Vol. 30. P. 538–554.
12. Kistler K.R., Cussler E.L. Membrane modules for building ventilation // *Chem. Engng Research and Design*. 2002. Vol. 80(1). P. 53–64.
13. Zhang L.Z. Progress on heat and moisture recovery with membranes: From fundamentals to engineering applications // *Energy Conversion and Management*. 2012. Vol. 63. P. 173–195.
14. Miao Q.Z., Zhang L.Z., Zhang X.R., Pe L.X. Selective permeation of moisture and VOCs through polymer membranes used in total heat exchangers for indoor air ventilation // *Indoor Air*. 2012. Vol. 22(4). P. 321–330.
15. Niu J.L., Zhang L.Z. Energy requirements for conditioning fresh air and the long-term savings with a membrane-based energy recovery ventilator in Hong Kong // *Energy*. 2001. Vol. 26(2). P. 119–135.
16. Ruan W., Qu M., Horton W.T. Modeling analysis of an enthalpy recovery wheel with purge air // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55. P. 4665–4672.
17. Smith K.M., Svendsen S. Development of a plastic rotary heat exchanger for room-based ventilation in existing apartments // *Energy and Buildings*. 2015. Vol. 107. P. 1–10.
18. Simonson C.J. Heat and energy wheels // *Encyclopedia of Energy Engineering and Technology* / Ed. by Barney Capehart. 2007. Vol. 2. P. 794–800.
19. Zheng X., Ge T.S., Wang R.Z. Recent progress on desiccant materials for solid desiccant cooling systems // *Energy*. 2014. Vol. 74. P. 280–294.
20. Dallaire J., Gosselin L., Da Silva A.K. Conceptual optimization of a rotary heat exchanger with a porous core // *Intern. J. Thermal Sciences*. 2010. Vol. 49(2). P. 454–462.
21. Yamaguchi S., Saito K. Numerical and experimental performance analysis of rotary desiccant wheels // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2013. Vol. 60. P. 51–60.
22. Ruan W., Qu M., Horton W.T. Modeling analysis of an enthalpy recovery wheel with purge air // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55(17–18). P. 4665–4672.
23. Finocchiaro P., Beccali M., Nocke B. Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers // *Solar Energy*. 2012. Vol. 86(1). P. 608–618.
24. Ge T.S., Da, Y.J., Wang R.Z. Review on solar powered rotary desiccant wheel cooling system // *Renewable and Sustainable Energy Rev*. 2014. Vol. 39. P. 476–497.
25. *ASHRAE Handbook*. HVAC Systems and Equipment // American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 2008. 320 p.
26. Shah R.K., Skiepko T. Influence of leakage distribution on the thermal performance of a rotary regenerator // *Applied Thermal Engng*. 1999. Vol. 19(7). P. 685–705.
27. Holmberg R. Prediction of condensation and frosting limits in rotary wheels for heat recovery in buildings // *ASHRAE Trans*. 1989. Vol. 95. P. 64–69.
28. Nasr M.R., Fauchoux M., Besant R.W., Simonson C.J. A review of frosting in air-to-air energy exchangers // *Renewable and Sustainable Energy Rev*. 2014. Vol. 30. P. 538–554.
29. Li H., Zhang T., Zhang J. et al. Investigation of energy recovery performance and frost risk of membrane enthalpy exchanger applied in cold climates // *Energy*. 2023. Vol. 282. P. 128894-1–128894-17.
30. Низовцев М.И., Бородулин В.Ю., Летущко В.Н. Регенеративный теплообменник для вентиляции помещений с периодическим изменением направления воздушного потока // *Теплофизика и аэромеханика*. 2015. Т. 22, № 6. С. 785–796.
31. Chang C.C., Liang J.D., Chen S.L. Performance investigation of regenerative total heat exchanger with periodic flow // *Applied Thermal Engng*. 2018. Vol. 130. P. 1319–1327.

32. **Monarkin N., Monarkina T.** Experimental research of a regenerative heat exchanger // Processes. 2022. Vol. 10(1). P. 100-1–100-12.
33. **Penev A.D., Tsokov L.P.** Experimental study of the influence of external factors on the functionality of a regenerative decentralized ventilation unit // IOP Conf. Ser.: Earth and Environmental Science. 2023. Vol. 1128. P. 012007-1–012007-6.
34. **Manz H., Huber H., Schalin A., Weber A., Ferrazzini M., Studer M.** Performance of single room ventilation units with recuperative or regenerative heat recovery // Energy Build. 2000. Vol. 31(1). P. 37–47.
35. **Nizovtsev M.I., Borodulin V.Yu., Letushko V.N.** Influence of condensation on the efficiency of regenerative heat exchanger for ventilation // Applied Thermal Engng. 2017. Vol. 111. P. 997–1007.
36. **Shodiyev B., Usmonov N., Davirov A. et al.** A review of heat recovery technology for passive ventilation applications // E3S Web. Conf. EDP Sciences. 2023. Vol. 434(4). P. 01034-1–01034-6.
37. **Guschin I.A.** Improving the efficiency of energy saving through the use of thermal energy // IOP Conf. Ser.: Earth and Environmental Science. 2023. Vol. 1212, No. 1. P. 012003-1–012003-6.
38. **Borodulin V.Yu., Nizovtsev M.I.** Calculation of the efficiency of intermediate Heat Carrier // J. Construction Research. 2021. Vol. 03, Issue 01. P. 30–36.
39. **Патент** на изобретение № 278997. Регенератор тепла или холода вентиляционного воздуха / Летушко В.Н., Низовцев М.И., Огородников И.А. Патентообладатель: ФГБУН ИТ СО РАН. Заявка № 2022119793 от 20.07.2022; опубл. 02.02.2023. Бюл. № 4. 10 с.

*Статья поступила в редакцию 15 июля 2024 г.,
принята к публикации 8 ноября 2024 г.*