

**РЕКУПЕРАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ТЕПЛА И ВЛАГИ
С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕСЕЛЕКТИВНЫХ МЕМБРАН****VENTILATION HEAT AND MOISTURE RECUPERATION
WITH USING OF NON-SELECTIVE MEMBRANES**

А.Ю. ОКУНЕВ, К.С. ШАГИНЯН, В.В. ТЕКУЧЕВА
A.YU. OKUNEV, K.S. SHAGINYAN, V.V. TEKUCHEVA

(Научно-исследовательский институт строительной физики
Российской академии архитектуры и строительных наук,
Государственный университет по землеустройству,
Главный научный метрологический центр Минобороны России)
(Research Institute of Building Physics
of Russian Academy of Architecture and Construction Sciences,
State University of Land Use Planning,
Main Scientific Metrological Centre of Russian Federation Ministry of Defense)
E-mail: OkunevAY@gmail.com; shks@list.ru; tina-ch@yandex.ru

В рамках статьи рассмотрена рекуперация тепла и влаги в режиме противотока с применением пористой мембраны. Учтено проникновение загрязнителя в виде углекислого газа из вытяжного воздуха в приточный вместе с парами воды. Для проведения исследования разработана физико-математическая модель процесса, учитывающая конвективный перенос вдоль каналов и диффузию, теплопроводность поперек каналов, учтен лучистый теплообмен между стенками каналов. Установлено, что возврат загрязнителя в приточный поток из вытяжного имеет существенное значение и приводит к необходимости повышения вентиляционного потока для сохранения качества воздуха. Учитывая также подогрев приточного воздуха с целью исключения выпадения конденсата и льдообразования, установлено, что итоговая эффективность рекуператоров с неселективной мембраной близка к теплообменным без возврата влаги. Для повышения эффективности целесообразно применение селективных процессов.

In the article, heat and moisture recuperation in the counterflow mode with the use of a porous membrane is considered. The penetration of the pollutant in the form of carbon dioxide from the exhaust air into the supply together with water vapor is taken into account. To conduct the study, a physical and mathematical model of the process was developed, taking into account the convective transport along the channels and diffusion, thermal conductivity across the channels, and the radiant heat exchange between the walls of the channels. It is established that the return of the pollutant to the supply flow from the exhaust is essential and leads to the need to increase the ventilation flow to maintain air quality. Taking into account also the heating of the supply air in order to exclude the loss of condensate and ice formation, it was found that the final efficiency of recuperators with a non-selective membrane is close to the heat exchange without moisture return. To improve the efficiency it is advisable to use selective processes.

Ключевые слова: мембрана, проницаемость, рекуперация, влажность, энергоэффективность, энергосбережение.

Keywords: membrane, permeability, recuperation, humidity, energy efficiency, energy saving.

В настоящее время расширяется перечень требований по повышению энергетической эффективности вентиляционных систем зданий. Эти требования реализуются за счет различного рода мер и решений без надлежащего теоретического и экспериментального обоснования, что может приводить к повышению рисков, связанных со здоровьем людей [1], [2]. Одним из относительно новых решений является применение мембранных рекуператоров вентиляционного тепла, которые помимо непосредственно тепла из вытяжного воздуха также обеспечивают частичный возврат паров воды в приточный воздух. При этом применяемые мембраны, через которые осуществляется теплоперенос, схожи с диффузионными многослойными мембранами, применяемыми в строительстве. Селективность любых мембранных материалов ограничена [3], и любая мембрана вместе с парами воды будет возвращать загрязнители в приточный воздух.

В настоящей статье проведены исследования рекуперации тепла и влаги с учетом возврата загрязнений на примере CO_2 в предельном случае – рассмотрена неселективная мембрана (в качестве примера взята *tyvek solid* на основе однослойного нетканого полиэтилена высокой плотности). При этом сам углекислый газ помимо того, что служит хорошим индикатором загрязненности воздуха [4], также может являться опасным загрязнителем [5].

Мембрана *tyvek solid* в соответствии с данными производителя Du Pont имеет следующие характеристики: плотность 82 г/м^2 ; толщина 220 мкм ; эквивалентная паропроницаемость $S_d=0,03 \text{ м}$; сопротивление паропроницанию по ГОСТ 25898–83 $0,1 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/мг}$.

Исходя из плотности мембраны, ее материала и по значению S_d получены оценки термического сопротивления мембраны $R_T=0,0013 \text{ (}^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2\text{)/Вт}$ и паропроницаемости $20 \text{ мг/м}^2\text{/ч/Па}=2513 \text{ нл/м}^2\text{/ч/атм}$ (нл (нм^3) – нормальный литр (кубометр)). Такое количество вещества газа, что займет объем один

литр (кубометр) при нормальных условиях: давление $101,3 \text{ кПа}$, температура 0°C).

Для моделирования процесса теплопереноса ограничимся следующими параметрами процесса и модуля.

1. Одна мембрана разделяет две плоские фазы приточного и вытяжного воздуха.

2. Течение потоков осуществляется в противотоке друг относительно друга.

3. Длина и ширина фаз (канала) и мембраны $H = 2,5 \text{ м}$, $B = 1 \text{ м}$.

4. Расход приточного и вытяжного воздуха $G = 30 \text{ нм}^3\text{/ч}$.

5. Наружный воздух: температура -3°C , влажность 85% (отн.), содержание CO_2 400 ppm .

6. Внутренний воздух: температура $+20^\circ\text{C}$, влажность 50% (отн.), содержание CO_2 1000 ppm .

Рассмотрен случай пассивной рекуперации, обеспечивающей воздухообмен за счет естественного перепада давлений, обусловленного разницей температур наружного и внутреннего воздуха [6]. Величина естественного перепада давления на длине рекуператора составляет $2,5 \text{ Па}$. В этом случае канал, длиной $2,5 \text{ м}$ и шириной 1 м , должен пропускать через себя поток $30 \text{ нм}^3\text{/ч}$ при перепаде давлений $1,25 \text{ Па}$. Заданные параметры потока (величина расхода при заданной длине и ширине канала и перепаде давления) реализуются при толщинах каналов около $1,5 \text{ см}$, при этом режим течения газа ламинарный.

Так как величины массообмена малы (порядка процента от общего потока), то задачи тепло- и массообмена можно разделить.

Для того чтобы упростить расчет, распределение скорости по толщине канала вместо параболического аппроксимировано прямоугольным. В рамках используемого приближения распределения скорости по толщине канала теплоперенос в приграничных слоях сводится к диффузии/теплопроводности в приграничном неподвижном слое и смешению в потоке с постоянной скоростью.

Определим эффективные значения термического сопротивления и проницаемости мембраны с учетом неподвижных пограничных слоев. Толщины пограничных слоев выбираются исходя из равенства скорости в ядре потока в аппроксимации и максимальной скорости при ламинарном течении газа в центре канала, считая расход воздуха одинаковым для обоих случаев. Для $\delta=1,5$ см толщина пограничного слоя составит $\delta_{пс} = 2,5$ мм.

Соответственно проницаемость по водяному пару от ядра потока до ядра потока уменьшится до $Q = 2008$ нл/м²/ч/атм ≈ 2 нм³/м²/ч/атм по углекислому газу и парам воды.

Стенки аппарата и мембраны принимаем абсолютно черными, при этом величины теплообмена стенок между собой излучением значительно выше, чем теплообмена с потоками воздуха. Таким образом, и мембрана, и стенки обоих каналов рекуператора близки между собой по температуре и нагревают/охлаждают потоки воздуха с обеих сторон (рис. 1 – схема процессов в теплообменном аппарате).

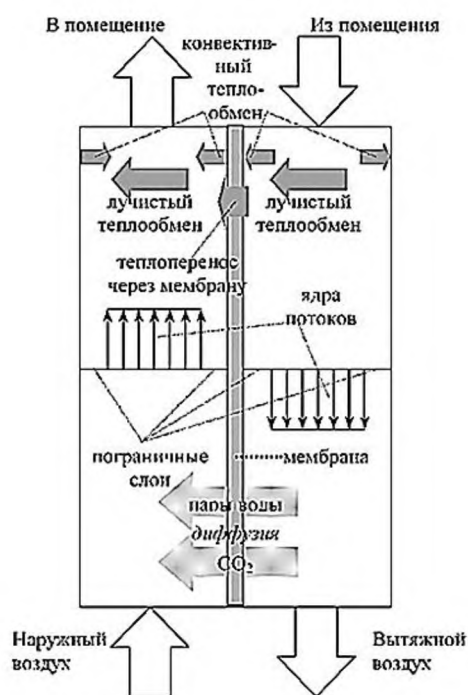


Рис. 1

В результате сопротивление теплопередаче от ядра потока до ядра потока составит:

$$R = 2 \frac{1}{\frac{\lambda_{\text{возд}}}{\delta_{пс}} + \frac{1}{\frac{\lambda_{\text{возд}}}{\delta_{пс}} + \frac{1}{4\sigma T^3}}} + 0,0013 = 0,16 \text{ (Вт} \cdot \text{м}^2 / \text{К)}.$$

Для дальнейших расчетов воспользуемся полученными величинами коэффициентов переноса, а влиянием диффузии и теплопроводности в ядрах потоков пренебрежем (перемешивание в ядре). В этом случае система уравнений записывается в виде:

$$G \frac{dc_i^{\text{пр}}}{dx} = G \frac{dc_i^{\text{выт}}}{dx} = PBQ(c_i^{\text{выт}} - c_i^{\text{пр}}),$$

$$GC_{\text{рн}} \frac{dT^{\text{пр}}}{dx} = GC_{\text{рн}} \frac{dT^{\text{выт}}}{dx} = \frac{B}{R}(T^{\text{выт}} - T^{\text{пр}}),$$

$$T^{\text{пр}}(x=0) = T_{\text{нар}}, \quad T^{\text{выт}}(x=H) = T_{\text{комн}},$$

$$c_i^{\text{пр}}(x=0) = c_{i,\text{нар}}, \quad c_i^{\text{выт}}(x=H) = c_{i,\text{вн}},$$

где $C_{\text{рн}}$ – теплоемкость 1 нм³ воздуха, принимаемая равной 1,3 кДж/нм³/К; $T^{\text{пр}}$, $T^{\text{выт}}$ – температуры приточного и вытяжного воздуха соответственно, К; индекс i – означает компонент, пары воды или углекислый газ; $P=1$ атм – атмосферное давление.

В рамках поставленной задачи и выбранных параметров получен следующий результат. На выходах рекуператора: приточный воздух – температура 10,6°C; влажность относительно комнатной температуры 22,4%; содержание углекислого газа 487 ppm; вытяжной воздух – температура 6,4°C; влажность 112% (отн.); содержание углекислого газа 920 ppm. Эффективность рекуперации тепла: 60%.

Полученные данные свидетельствуют о недостаточной производительности рекуператора по парам воды, что приводит к их пересыщению в вытяжном потоке и вероятному образованию конденсата в канале. Такие же явления, только в большей степени, имеют место в традиционных рекуператорах вентиляционного тепла.

Результаты расчетов представлены на рис. 2...4: в виде распределений температуры воздуха (рис. 2), влажности (рис. 3) и содержания углекислого газа (рис. 4) по длине рекуператора.

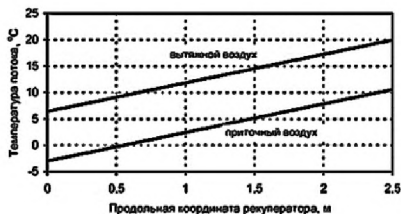


Рис. 2



Рис. 3



Рис. 4

Дополнительно к рассмотренному варианту также проведен расчет с увеличенной в два раза площадью мембраны, а также с увеличенной проницаемостью мембраны и

исходной площадью. Результаты расчетов рекуператоров тепла и влаги приведены в табл. 1.

Таблица 1

Площадь мембраны, м ²	Проницаемость, нм ³ /м ² /ч/атм	Приточный воздух			Вытяжной воздух			Эффективность рекуперации тепла, %
		температура, °С	влажность (при 20°С), %(отн.)	содержание CO ₂ , ppm	температура, °С	влажность, %(отн.)	содержание CO ₂ , ppm	
2	2	10,6	22,4	487	6,4	112	920	60
4	2	14,1	25,9	550	2,9	132	850	74
2	5	10,6	27,2	577	6,4	100	824	60

Из данных в табл. 1 видно, что с увеличением площади мембраны возрастает эффективность рекуперации тепла, однако вытяжной воздух оказывается еще более пересыщен парами воды (риск образования конденсата и наледи). При этом с повышением проницаемости мембраны удается повысить перенос паров воды в приточный воздух в достаточной степени для исключения образования конденсата, но также заметно возрастает загрязнение приточного воздуха.

Тот факт, что относительно наружного приточный воздух обогащен внутренними

загрязнителями, означает, что для обеспечения требуемого удаления загрязнителей необходимо увеличивать вентиляционные потоки по сравнению с рекуперацией без массообмена. В табл. 2 представлены расчетные результаты по параметрам рекуператоров для обеспечения чистоты воздуха по углекислому газу в помещении такой же, как и для вентиляции без рекуперации, расходом 30 нм³/ч. Для сравнения приведены результаты расчетов для непроницаемой мембраны (рекуперация только тепла) и традиционной вентиляции.

Таблица 2

№	Приточно-вытяжное устройство	Проницаемость, нм ³ /м ² /ч/атм	Площадь, м ²	Приточный/вытяжной поток, м ³ /ч	Содержание CO ₂ в притоке, ppm	Затраты на нагрев, Вт	Влажность вытяжного воздуха, %(отн.)	Степень рекуперации тепла, %
1	без рекуперации			30	400	170,2	50	0
2	рекуперация тепла и влаги	2	2,9	35,1	487	79,4	112	53
3		2	6,7	40,0	550	56,5	132	67
4		10	3,5	42,6	577	96,3	100	43
5	рекуперация тепла	0	2,5	30	400	68	124	60

Исходя из данных табл. 2, можно предположить, что рекуперация влаги только снижает эффективность вентиляционного устройства, однако пресыщение вытяжного

воздуха парами воды может приводить к снижению ресурса, остановке и выходу из строя рекуператора. Основным способом исключения выпадения конденсата и льда

является предварительный подогрев приточного воздуха до подачи в теплообменник. В табл. 3 (энергозатраты с учетом подогрева приточного воздуха) приведены расходы тепла на такой предварительный

нагрев воздуха, суммарные теплопотери и итоговый эффект экономии тепла по сравнению с вентиляцией без рекуперации. В табл. 3 использованы такие же варианты по параметрам устройств, как и в табл. 2.

Таблица 3

№	Затраты тепла, Вт			Температура приточного воздуха в устройстве, °С		Экономия тепла, %
	нагрев приточного воздуха	предварительный подогрев приточного воздуха	итоговые затраты	вход	выход	
1	170,2	0	170,2	-3		0
2	68,9	26,9	95,8	0	11,8	44
3	56	43	99	2,5	15,5	42
4	96,3	0	96,3	-3	10,6	43
5	52	42	94	2,5	16,4	45

Анализируя данные табл. 3, можно заключить, что эффективность всех рассмотренных вариантов близка между собой. То есть, учитывая потери на подогрев приточного воздуха, в рамках рассматриваемой модели не имеет существенного значения проницаемость неселективной мембраны и ее площадь. Экономия на нагреве воздуха на выходе установки нивелируется затратами, связанными с увеличением притока из-за его частичной загрязненности и предварительным подогревом притока с целью исключения образования конденсата в аппарате. В варианте 4, с повышенной проницаемостью мембраны, предварительный подогрев в рассмотренной расчетной точке уже исключен, но дальнейшее повышение производительности мембраны будет приводить к повышению требуемого воздухообмена и соответственно к повышению энергозатрат и площади мембраны.

ВЫВОДЫ

С использованием построенной качественной модели выявлено, что ограничивающим эффективностью процессом при рекуперации вентиляционного тепла является исключение конденсации и льдообразования на выходе установки. Даже в относительно мягких условиях, с наружной температурой -3°C и расчетной влажностью внутреннего воздуха 50%(отн.), при 20°C значительная доля энергии уходит на предварительный нагрев приточного воздуха, что

ограничивает в целом эффективность рекуператоров как теплообменных, так и с рекуперацией влаги. Применение неселективных мембран в рекуператорах тепла и влаги в рассчитанных случаях не обеспечивает фактической экономии энергии по сравнению с непроницаемыми пластинами, так как частичный возврат загрязнителей вместе с парами воды приводит к необходимости повышения вентиляционного потока и соответствующих энергозатрат на подогрев воздуха. Таким образом, является целесообразным применение селективных мембран, барабанных рекуператоров тепла и влаги или двухстадийных процессов (например, мембранная абсорбция [7]), в которых жидкий абсорбент будет выполнять функцию селективного поглотителя паров воды и теплоносителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гошка Л.П. Энергосбережение и эффективность климатических систем // Инженерно-строительный журнал. – 2010, №1. С. 14...22.
2. Бодров М.В., Кузин В.Ю., Кузин Д.Ю., Морозов М.С. Энергосбережения многоквартирного жилого дома с естественной системой вентиляции // Приволжский научный журнал. – 2017, №2. С.68...73.
3. Мулдер М. Введение в мембранную технологию / Пер. с англ. – М.: Мир, 1999.
4. Квашинин И.М., Гурин И.И. К вопросу о нормировании воздухообмена по содержанию CO_2 в наружном и внутреннем воздухе // АВОК. – 2008, №5.
5. Гошка Л.Л. Климатические системы и образование патогенных минералов в организме человека

// Инженерно-строительный журнал. – 2009, №2. С.23...30.

6. Ливчак И.Ф., Наумов А.Л. Вентиляция многоэтажных зданий. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2005.

7. Gabelman A., Hwang S.T. Hollow fiber membrane contactors // J. Membr. Sci. – 159, 1999. P.61...106.

REFERENCES

1. Goshka L.P. Energoberezhenie i effektivnost klimaticheskikh sistem // Inzhenerno-stroitelnyj zhurnal. – 2010, №1. S. 14...22.

2. Bodrov M.V., Kuzin V.Yu., Kuzin D.Yu., Morozov M.S. Energoberezheniya mnogokvartirnogo zhidogo doma s estestvennoj sistemoj ventilyacii // Privolzhskij nauchnyj zhurnal. – 2017, №2. S. 68...73.

3. Mulder M. Vvedenie v membrannuyu tehnologiyu / Per. s angl. – М.: Mir, 1999.

4. Kvashnin I.M., Gurin I.I. K voprosu o normirovani vozduhoobmena po sodержaniyu CO2 v naruzhnom i vnutrennem vozduhe // AVOK. – 2008, №5.

5. Goshka L.L. Klimaticheskie sistemy i obrazovanie patogennykh mineralov v organizme cheloveka // Inzhenerno-stroitelnyj zhurnal. – 2009, №2. S.23...30.

6. Livchak I.F., Naumov A.L. Ventilyaciya mnogoetazhnykh zdaniy. – М.: AVOK-PRESS, 2005.

7. Gabelman A., Hwang S.T. Hollow fiber membrane contactors // J. Membr. Sci. – 159, 1999. P.61...106.

Рекомендована Ученым советом НИИСФ РААСН. Поступила 18.06.18.