

УДК 621.658

А.Н. Одинцов, доцент, канд. техн. наук*Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, 99053, Украина**E-mail: peot@sevgtu.sebastopol.ua***О ПРИМЕНЕНИИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ
В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗАМКНУТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ***Анализируется использование компактных рекуперативных теплообменников (ТО) в системах искусственной вентиляции изолированных жилых и производственных помещений.*

Постоянный рост цены первичных энергоресурсов, прежде всего газа, нефти и угля, в конечном счете сказывается на увеличении стоимости услуг по оплате электрической и тепловой энергии, потребляемой конечными потребителями. Значительную долю ежемесячных затрат каждой семьи составляют расходы за электрическую и тепловую энергию либо стоимость газа, потраченного на обогрев жилища.

Уже существуют реализованные на практике дорогостоящие (min 1...2 млн. \$) проекты по созданию «умных домов», в которых потребление воды, газа и электрической энергии (ЭЭ) сводится к такому минимуму, что потребление необходимо лишь в критических ситуациях – длительное похолодание или затяжной жаркий период. Добиться этого удастся, прежде всего, за счет практически полной рекуперации тепла (холода) и снижения всевозможных его утечек, использования солнечной энергии для обогрева, а также преобразования ее в ЭЭ для внутреннего потребления домашними электроприборами.

Модернизация существующих жилищных и производственных фондов с целью создания «умных домов» на практике либо невозможна, либо экономически нецелесообразна, поскольку требует внедрения и использования принципиально новых материалов и технологий.

Как правило, каждое жилое помещение имеет несколько вентиляционных каналов. По оценкам ряда экспертов от 30...50 % утечек тепла в холодный период приходится на конвективные потери, происходящие через различные щели, некачественные системы уплотнений, а также через системы естественной вентиляции. Поэтому, подготавливаясь к отопительному сезону, тщательно утепляют жилище, начиная от входной двери и заканчивая уплотнением и герметизацией оконных рам и форточек. При этом существующая система естественной вентиляции жилого помещения практически перестает функционировать, поскольку полностью перекрываются приточные каналы.

Ситуация значительно усложняется в холодный период года при использовании газовой плиты, а в ряде случаев и газовой колонки, когда игнорируется требование Горгаза о необходимости приоткрывать форточку для притока свежего воздуха в помещение. Не секрет, что при плохой работе систем отопления газовые печи часто используются потребителями для обогрева своих квартир, что является грубым нарушением. При этом в жилом помещении, помимо CO_2 , содержащемся в выдыхаемом воздухе, дополнительно скапливаются CO ($\text{ПДК}_{\text{CO}} = 20 \text{ мг/м}^3$), NO_x ($\text{ПДК}_{\text{NO}_x} = 5 \text{ мг/м}^3$) и ряд других вредных соединений, а также радиоактивный газ Rn_{222} с ДПУ 50 Бк/м^3 , что в совокупности приводит к плохому самочувствию людей (проявляющемуся в виде вялости, апатии, плохом сне и т.д.), а в некоторых случаях и к летальным исходам.

Целью данной работы является обоснование возможности применения специальных теплообменников в системах искусственной вентиляции замкнутых помещений. В данном случае для обеспечения притока свежего воздуха и сохранения тепла в помещении наиболее подходящим является использование воздушного рекуперативного теплообменника с противотоком [1], принципиальная схема которого приведена на рисунке 1.

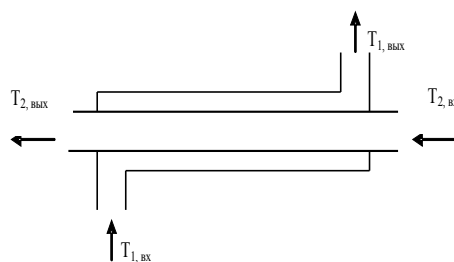


Рисунок 1 – Принципиальная схема рекуперативного теплообменника со встречным движением теплоносителей

Вполне очевидно, что добиться 100 % рекуперации тепла на столь низкой разнице температур чрезвычайно сложная техническая задача. Однако учитывая что предлагаемая система может работать круглогодично и не требует значительных энергетических затрат – 15...20 Вт·ч для вентиляции комнаты среднего размера с площадью 10...15 м², можно говорить о ее достаточно высокой потенциальной эффективности. Для сравнения, энергетические затраты на (обогрев/охлаждение) комнаты с такой же площадью составляют 0,5...1,5 кВт·ч в (зимний/летний) период.

В летний период, при работе «сплит-систем», также не происходит нормальной вентиляции помещений, а обеспечивается только охлаждение находящегося в них воздуха. Предлагаемая система искусственной вентиляции с рекуперацией тепла, а в данном случае холода, также будет функционировать не менее эффективно, поскольку процесс рекуперации может происходить как в прямом, так и в обратном направлении.

Учитывая минимальный объем чистого воздуха, который необходимо подавать в помещение исходя из количества находящихся в нем людей, можно рассчитать сечение и другие геометрические размеры вентиляционного канала, а также размеры и конфигурацию (площадь поверхности и длину) рекуперативного противоточного теплообменника (рисунок 1), применение которого в данном случае является наиболее оптимальным [1]. Характерное перераспределение температуры по длине противоточного ТО показано на рисунке 2.

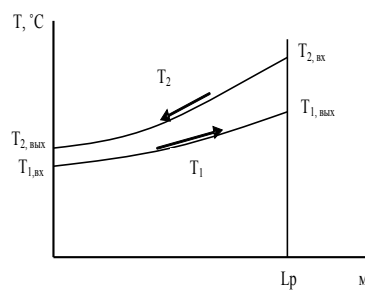


Рисунок 2 – Распределение температур в противоточном рекуперативном теплообменнике [1]

Достижение условия $\Delta T_{HP} = (T_{2,вых} - T_{1,вх}) \rightarrow 0$ (температура недорекуперации стремиться к нулю) может быть лишь при длине рабочей части теплообменника $L_p \rightarrow \infty$. В реальных условиях эксплуатации неограниченная длина ТО повлечет необоснованное увеличение его габаритов и стоимости, и, в конечном счете, снизит эффективность его использования.

С учетом возможного перепада температур с наружи (T_H) в внутри (T_B) помещения, например, для условий Крыма (до 30...35 °С зимой и 15...20 °С летом) необходимо ввести ряд граничных условий и построить математическую модель рассматриваемого рекуперативного теплообменника.

Процесс передачи тепла от удаляемого воздуха, имеющего температуру T_2 , к подаваемому воздуху, имеющему температуру T_1 , через разделяющую их твердую стенку описывается известными граничными условиями третьего рода и выражается обобщенным уравнением [2]:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (T_2 - T_1) F, \text{ Вт} \quad (1)$$

где, α_1 – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к газу, Вт/(м²·К); δ – толщина стенки ТО, м; λ – коэффициент теплопроводности стенки ТО, Вт/(м·К); F – площадь теплообменника, м²;

$$1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = k - \text{коэффициент теплопередачи, Вт/(м}^2\text{·К)}. \quad (2)$$

Рассмотрим тепловой баланс замкнутого теплоизолированного помещения (рисунок 3), имеющего внутренний источник $Q_{вн}$, поддерживающий температуру $T_{вн} = T_2$. Потерями тепла через стенки помещения пренебрегаем.

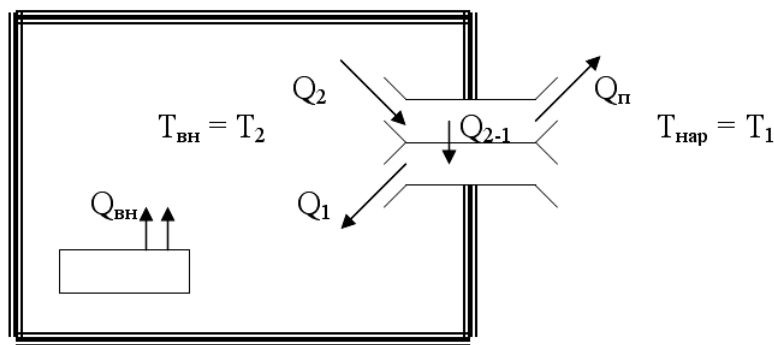


Рисунок 3 – Схема системы искусственной вентиляции с рекуперативным теплообменником

Тепловой баланс теплоизолированного помещения описывается системой уравнений:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вн}} + Q_1 &= Q_2, \\ Q_2 - Q_{2-1} &= Q_n, \\ Q_1 &= Q_{2-1}, \\ Q_{\text{вн}} - Q_n &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Для решения системы (3) необходимо ввести ограничения, характеризующие требуемые теплофизические параметры ТО

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{НР}} &\in (2 - 3)^\circ\text{C}; \text{ при } \Delta T = T_2 - T_1 > 10^\circ\text{C}; \\ F &= f(L_p, \text{ форма, тип, шероховатость поверхности и др.}); \\ \text{Re} &> \text{Re}_{\text{кр}} - \text{турбулентный режим.} \end{aligned} \quad (4)$$

Для нахождения F требуется проведение серии специальных экспериментов.

Согласно санитарным нормам [3] минимально необходимый объем свежего воздуха на одного человека должен составлять не менее $30 \text{ м}^3/\text{ч}$. Приняв из (4) $\Delta T_{\text{НР}} = 3^\circ\text{C}$ (для условий $T_2 = 20^\circ\text{C}$; $T_1 = 10^\circ\text{C}$, перепад температур $T_2 - T_1 = 10^\circ\text{C}$), можно, используя выражение теплового баланса (3), определить безвозвратные потери тепла Q_n (мощности) за 1 час работы системы вентиляции

$$Q_n = c V \rho \Delta T_{\text{НР}}, \quad (5)$$

где, c – теплоемкость воздуха, $1 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$; V – объем воздуха, 30 м^3 ; ρ – плотность воздуха, равная $1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Согласно (5) безвозвратные потери тепла составят $Q_n = c \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta T_{\text{НР}} = 1 \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot 1,29 \cdot 3 = 116 \cdot 10^3 \text{ Дж/ч}$ или около 32 Вт за час работы системы.

Из системы (3) определим количество тепла Q_{2-1} , которое будет передано через ТО поступающему в помещение чистому воздуху:

$Q_{2-1} = Q_2 - Q_n = c \cdot V \cdot \rho \cdot (T_2 - T_1 + T_{\text{НР}}) = 1 \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot 1,29 \cdot (20 - 10 + 3) = 271 \cdot 10^3 \text{ Дж/ч}$ или около 75 Вт за час работы системы.

Зная величину теплового потока Q_{2-1} и используя в качестве модели простой рекуперативный ТО «труба в трубе», выполненный из меди с параметрами: $\alpha_1 = \alpha_2 = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, $\lambda = 400 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ и толщиной стенки $\delta = 0,1 \text{ мм} = 10^{-4} \text{ м}$, можно, преобразовав выражение (1), определить площадь его поверхности. С учетом (2), при принятых выше параметрах, коэффициент теплопередачи $k = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, а минимальная площадь поверхности ТО составит:

$$F = \frac{Q_{2-1}}{k \Delta T_{\text{НР}}} = \frac{271}{15 \cdot 3} = 6,03 \text{ м}^2, \text{ что указывает на его достаточно большие габаритные размеры и}$$

стоимость, а также объясняет причину, по которой до сих пор подобные системы не нашли широкого применения.

Выводы. Для уменьшения габаритных размеров рассматриваемого рекуперативного ТО необходимо обеспечить повышение коэффициента теплопередачи k до $1500 \dots 1800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, что может быть достигнуто, например, при использовании существующих специализированных компактных пластинчато-ребристых теплообменников [1] с развитой площадью теплоотдающей поверхности. Для интенсификации процесса теплоотдачи целесообразно довести режим течения газа в каналах до турбулентного.

Задача оптимизации параметров теплообменного аппарата входит в круг дальнейших исследований.

Библиографический список

1. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т.1 Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 560 с.
2. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен: учеб. пособие для высш. учеб. заведений / С.Н. Богданов [и др.]. — М.: Агропромиздат, 1986. — 320 с.
3. Охрана труда в машиностроении: учеб. для студ. вузов / С.В. Белов [и др.]; под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. — М.: Машиностроение, 1983. — 432 с.

Поступила в редакцию 5.04.2008 г.