

УДК 697.987

С. В. Здитовецкая, ассистент (БГТУ); В. И. Володин, профессор (БГТУ)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ В СИСТЕМЕ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Рассмотрена возможность использования теплового насоса и теплообменного аппарата в системе вентиляции для утилизации теплоты вытяжного воздуха. Показано влияние характеристик воздуха на энергетическую эффективность теплоутилизационных устройств. Особенностью использования теплового насоса является то, что источник вторичной теплоты имеет более высокую температуру, чем потребитель. Получены результаты параметров теплового насоса и теплообменного аппарата, характеризующие эффективность их применения в системе вентиляции.

The possibility of thermal pump and heat-exchange device use is considered for the ventilation system with the purpose of exhaust air warmth recycling. The influence of air characteristics on the heat-recycling devices power efficiency is shown. Feature of the thermal pump use is that the secondary warmth source has higher temperature, than the consumer. Results of thermal pump and heat exchange device parameters, characterising their applications efficiency for the ventilation system are received.

Введение. Для утилизации теплоты вытяжного воздуха в системах приточно-вытяжной вентиляции могут использоваться различные теплоутилизационные устройства. К ним относятся теплоутилизаторы-теплообменники непосредственного действия и тепловые насосы, обеспечивающие увеличение потенциала теплоты рабочей среды. Особенностью использования теплового насоса в системах вентиляции является то, что источник низкопотенциальной теплоты имеет более высокую температуру, чем потребитель.

В данной работе проведен сравнительный анализ эффективности использования пароконвексионного теплового насоса и теплообменного аппарата для утилизации теплоты вытяжного воздуха в системе приточно-вытяжной вентиляции. В литературе рассматривается принципиальная возможность применения тепловых насосов в системе вентиляции, однако проблема проработана недостаточно. В [1, 2] имеется описание схем, которое, к сожалению, не содержит данные, свидетельствующие об эффективности использования. В настоящей работе получены количественные данные, позволяющие определить эффективность применения теплоутилизатора-теплообменника и теплового насоса в системе приточно-вытяжной вентиляции.

Объект и метод исследования. Исследуется работа рекуперативного теплоутилизатора и теплового насоса путем проведения вычислительного эксперимента. В качестве теплоутилизатора использовался пластинчато-ребристый теплообменный аппарат. Такие аппараты собираются из гладких пластин, образующих плоские каналы (рис. 1, а). Между ними устанавливаются ребристые поверхности треугольного, U- и П-образного или другого профиля (рис. 1, б, в, г), что увеличивает поверхность теплообмена без увеличения объема аппарата.

Активная поверхность исследуемого теплообменника собрана из пластин, между которыми

расположено оребрение, образующее каналы в виде равнобедренных треугольников с длиной 11,55 и толщиной 0,15 мм. Расстояние между пластинами $l_3 = 10$ мм. Площадь теплообменной поверхности составляет $86,9 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воздуха – $0,14 \text{ м}^2$, эквивалентный диаметр каналов $D_3 = 6,43 \cdot 10^{-3}$ м. Размеры фронтальных сечений аппарата $0,7 \times 0,7$ м, глубина $l = 0,3$ м. Схема движения сред – противоточная.

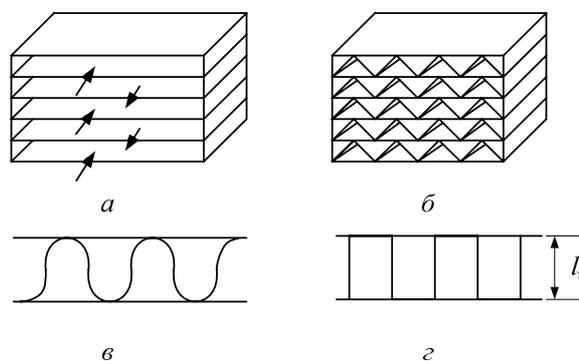


Рис. 1. Схема потоков воздуха и поверхностей теплообмена теплоутилизатора с пластинами:

а – гладкими; б – треугольными; в – U-образными; г – П-образными

Исследуемая теплонасосная установка включает воздушные испаритель и конденсатор (рис. 2). Испаритель устанавливается в вытяжном воздуховоде, конденсатор – в приточном. Их поверхности теплообмена набраны из биметаллических ребристых труб (БРТ), расположенных в шахматном порядке, с несущей стальной трубой и винтовыми ребрами из алюминия. В испарителе БРТ состоит из трубы 14×1 мм с ребрами высотой 8 мм, толщиной 0,5 мм, шагом оребрения 6,3 мм. Число рядов труб по ходу воздуха равно 10. В конденсаторе БРТ включает трубу 12×1 мм, с ребрами толщиной 0,3 мм, высотой

7 мм, шагом оребрения 0,3 мм и шестью рядами труб по ходу воздуха. Скорость воздуха в сжатом сечении трубного пучка составляет 6,5–7,0 м/с. В состав установки входит компрессор ХГВ-14, работающий на хладагенте R22.

Источником теплоты является вытяжной воздух с температурой 24°С. Нагреваемая среда – приточный воздух с переменной температурой от –10 до +6°С, которая зависит от текущих климатических условий в холодный период года. Расход приточного и вытяжного воздуха поддерживается постоянным.

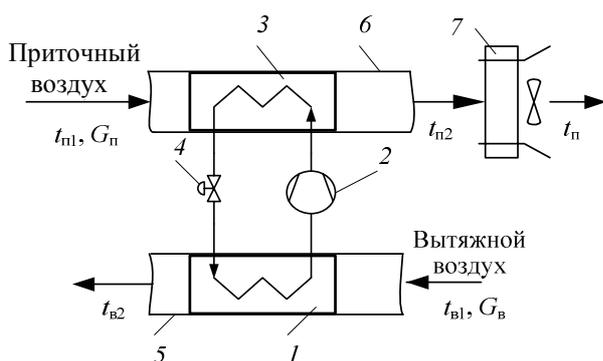


Рис. 2. Схема установки для утилизации теплоты вытяжного воздуха:

- 1 – испаритель; 2 – компрессор; 3 – конденсатор;
- 4 – терморегулирующий вентиль; 5 – вытяжной воздуховод; 6 – приточный воздуховод;
- 7 – резервный калорифер

Расчет параметров исследуемых устройств проводился на основе разработанного комплексного метода численного анализа пароконпресссионных трансформаторов тепла и теплообменников [3, 4], позволяющего проводить как совместный, так и отдельный расчет параметров цикла и теплообменников. Метод анализа реализован в виде пакета прикладных программ на языке Фортран.

При расчете пластинчато-ребристого рекуператора для определения коэффициента теплоотдачи и аэродинамических сопротивлений при движении рабочих сред были использованы уравнения подобия [5]

$$Nu = 1,99Re^{0,09} \left(\frac{l}{D_3} \right)^{-0,934} Pr^{0,33}; \quad (1)$$

$$\Delta p = c_f \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \frac{l}{D_3}, \quad (2)$$

где Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; l – длина канала, м; D_3 – эквивалентный диаметр каналов, м; Pr – число Прандтля; Δp – потери давления, Па; c_f – коэффициент сопротивления [5]; ρ – плотность, кг/м³; v – скорость, м/с.

Результаты вычислительного эксперимента. Рассмотрим эффективность использования теплового насоса и теплообменного аппарата для утилизации теплоты вытяжного воздуха.

На рис. 3 показано изменение температуры нагретого воздуха. Приточный воздух с температурой $t_{п1}$ от –10 до +6°С нагревается до температуры $t_{п2}$. При использовании теплообменника он нагревается от 17,8 до 20,6°С. В тепловом насосе температура приточного воздуха изменяется от –1,8 до 15,5°С, что является недостаточным, т. к. значение должно соответствовать 18°С. В этом случае воздух должен дополнительно нагреваться в резервном калорифере (рис. 2).

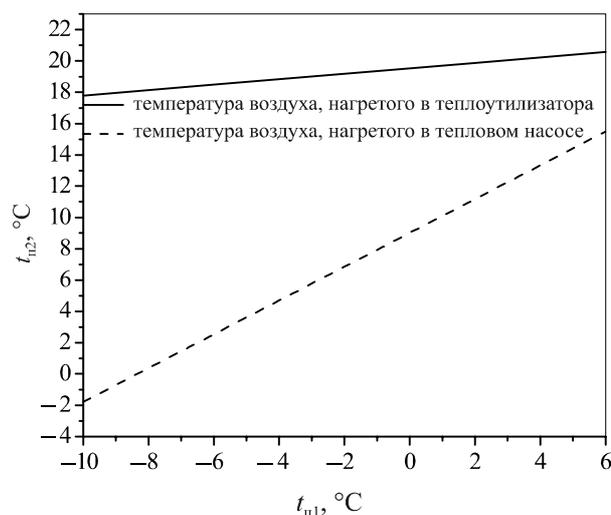


Рис. 3. Изменение температуры нагретого воздуха

На рис. 4 показано изменение теплового потока теплообменника и теплопроизводительности теплового насоса. Видно, что с ростом температуры приточного воздуха от –10 до 6°С теплопроизводительность увеличивается соответственно с 13,7 до 16,1 кВт. Тепловой поток теплоутилизатора изменяется с 48,0 до 24,9 кВт.

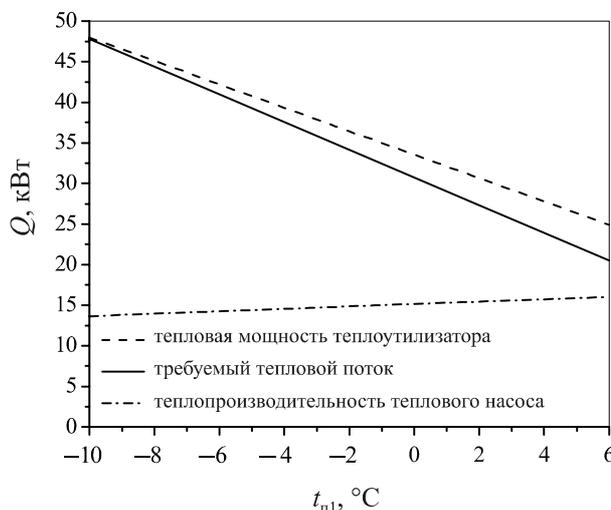


Рис. 4. Изменение теплового потока

Теплопроизводительность теплового насоса растет, т. к. уменьшается степень сжатия в компрессоре. Снижение теплового потока теплоутилизатора-теплообменника связано с падением температурного напора и происходит по мере увеличения температуры наружного воздуха. Теплопроизводительности теплового насоса недостаточно, чтобы обеспечить помещение необходимым теплом, и требуется дополнительный подогрев воздуха в резервном калорифере. Теплоутилизатор обеспечивает необходимый тепловой поток. Однако тепловой насос имеет высокий коэффициент преобразования ϕ (рис. 5), значение которого составляет 6,02–4,20, что указывает на его энергетическую эффективность.

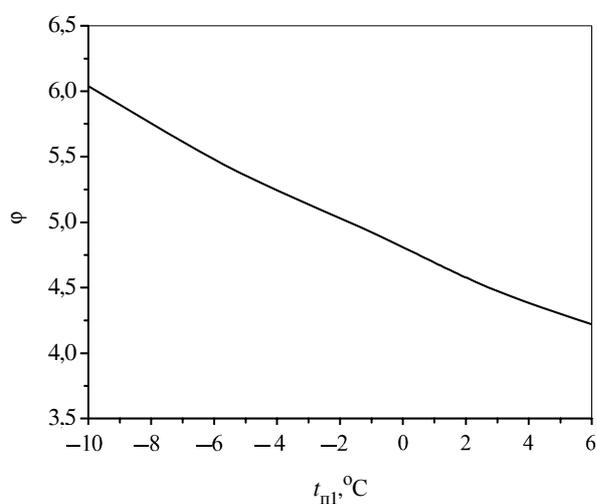


Рис. 5. Изменение коэффициента преобразования

Уровень подогрева воздуха в конденсаторе теплового насоса определяется температурой хладагента на выходе компрессора и соотношением теплоты перегрева и конденсации. Температура хладагента после компрессора увеличивается с 30,3 до 53,2 $^{\circ}\text{C}$ при росте температуры приточного воздуха с -10 до +6 $^{\circ}\text{C}$. При этом перегрев пара на входе в конденсатор во всем диапазоне составляет ~22,9 $^{\circ}\text{C}$. Основной вклад в тепловую нагрузку конденсатора вносит теплота конденсации, в то же время доля теплоты перегрева при росте температуры вытяжного воздуха в среднем увеличивается на 3–4% [6].

Влияние на подогрев приточного воздуха оказывает температура конденсации, которая изменяется пропорционально температуре хладагента на выходе компрессора. В связи с этим температура конденсации является ограничи-

вающим фактором для достижения требуемой теплопроизводительности.

При использовании теплового насоса для достижения требуемого нагрева приточного воздуха необходима установка большей мощности и с регулируемой производительностью. Второй путь предусматривает уменьшение расхода приточного воздуха с учетом регламента работы вентиляции.

Заключение. В процессе применения теплового насоса в системе приточно-вытяжной вентиляции для обеспечения требуемого теплового потока необходим дополнительный подогрев воздуха в калорифере. При этом тепловой насос позволяет снизить энергозатраты на его работу примерно на 30–80%. При использовании теплоутилизатора-теплообменника необходимость в дополнительном подогреве отсутствует. Таким образом, в качестве утилизационного устройства предпочтительней применять рекуперативный пластинчато-ребристый теплообменник.

Литература

1. Бубялис, Э. Процессы энергопереноса в тепловых насосах / Э. Бубялис, В. Макарявичус; под ред. А. Жукаускаса. – Вильнюс: Мокслас, 1990. – 186 с.
2. Жидович, И. С. Применение тепловых насосов для теплоснабжения объектов жилищно-коммунального хозяйства / И. С. Жидович // Энергоэффективность. – 1998. – № 11. – С. 16–18.
3. Володин, В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины / В. И. Володин // Холодильная техника. – 1998. – № 2. – С. 8–10.
4. Здитовецкая, С. В. Пакет прикладных программ для комплексного анализа компрессионных тепловых насосов / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Энергетика (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2009. – № 5. – С. 85–90.
5. Богословский, В. Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский, М. Я. Поз. – М.: Стройиздат, 1980. – 295 с.
6. Здитовецкая, С. В. Утилизация теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции с использованием теплового насоса / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Труды БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорганических веществ. – 2009. – Вып. XVII. – С. 171–173.

Поступила 31.03.2010