

## УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В СИСТЕМЕ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Research of work of the thermal pump in system of a forced-air and exhaust ventilation for decrease in consumption of warmth by a heater in a cold season is conducted. Influence of characteristics of air on power efficiency of the thermal pump is shown. Results of parameters of the thermal pump, its applications confirming possibility in ventilation system are received. The package of the applied programs intended for interfaced calculation of loop variables with heat exchangers of a contour of thermal pumps, added with calculation of irreversible losses in обвязке a contour, including is offered at a non-stationary operating mode.

**Введение.** Тепловые насосы нашли широкое применение во многих отраслях народного хозяйства. Известно, что они позволяют использовать в качестве полезной теплоту окружающей среды и низкопотенциальное тепло. В ряде зарубежных стран, в том числе и в Беларуси, тепловые насосы применяют в системах вентиляции для создания определенного микроклимата в помещениях и утилизации тепла вытяжного воздуха. В данной работе рассматривается возможность использования компрессионного теплового насоса для утилизации теплоты вытяжного воздуха в системе приточно-вытяжной вентиляции. Особенностью данного применения является то, что источник низкопотенциальной сбросной теплоты имеет более высокую температуру, чем потребитель, в то время как тепловые насосы используются для передачи теплоты от источника с низкой температурой к потребителю теплоты с более высокой температурой. В литературе рассматривается принципиальная возможность применения тепловых насосов в системе приточно-вытяжной вентиляции [1–3]. Однако в таких источниках приводится описание схемных решений, которые, к сожалению, не проиллюстрированы соответствующими расчетными данными, которых недостаточно для того, чтобы судить насколько в данном случае эффективно использование тепловых насосов.

В настоящей работе методом вычислительного анализа получены количественные результаты, подтверждающие возможность применения теплового насоса в системе вентиляции.

**Объект и метод исследования.** Исследуется одноступенчатый компрессионный тепловой насос воздух – воздух, установленный в воздуховодах системы приточно-вытяжной вентиляции, который используется для утилизации теплоты вытяжного воздуха помещений (рис. 1).

Исследуемая теплонасосная установка включает воздушный испаритель и конденсатор с биметаллическими ребристыми трубами. Испаритель устанавливается в вытяжном воздуховоде, конденсатор – в приточном. Поверхность теплообмена в испарителе представляет собой трубный пучок из биметаллических реб-

ристых труб (БРТ), включающий стальные трубы диаметром  $14 \times 1$  мм и алюминиевые спиральные ребра. Высота ребер – 8 мм, толщина – 0,5 мм, шаг оребрения – 6,3 мм. Число рядов труб по ходу воздуха равно 10. Поверхность теплообмена конденсатора с шестью рядами БРТ по ходу воздуха состоит из стальных труб диаметром  $12 \times 1$  мм, с алюминиевыми ребрами толщиной 0,3 мм, высотой 7 мм и шагом оребрения 3 мм. 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.

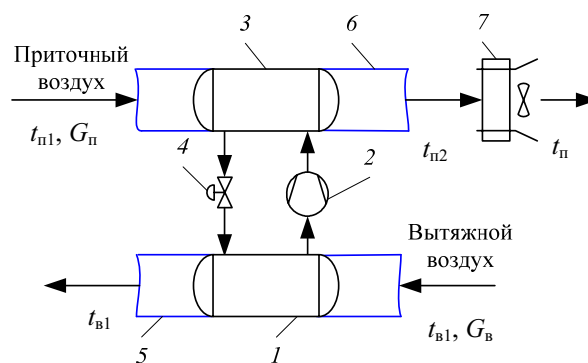


Рис. 1. Схема установки

для утилизации теплоты вытяжного воздуха:  
 1 – испаритель; 2 – компрессор; 3 – конденсатор;  
 4 – терморегулирующий вентиль; 5 – вытяжной воздуховод; 6 – приточный воздуховод;  
 7 – резервный калорифер

Источником теплоты является вытяжной воздух с температурой  $24^{\circ}\text{C}$ . Нагреваемая среда – приточный воздух с переменной температурой от  $-10$  до  $+6^{\circ}\text{C}$ , которая зависит от климатических условий. Расход воздуха поддерживается постоянным согласно санитарно-гигиеническим условиям.

В настоящей работе анализ проводился с помощью комплексного метода расчета компрессионных трансформаторов тепла [4–6]. Данный метод исследования включает в себя совместный расчет параметров цикла и теплообменных аппаратов, входящих в состав контура теплового насоса, с учетом необратимых

потерь в контуре. Комплексный метод анализа реализован в виде пакета прикладных программ на языке Фортран.

**Результаты вычислительного эксперимента.** Основными показателями, характеризующими энергетическую эффективность теплового насоса, являются теплопроизводительность и коэффициент преобразования. Рассмотрим особенности процесса и эффективность использования теплового насоса для утилизации теплоты вытяжного воздуха.

На рис. 2 представлены данные, из которых следует, что приточный воздух с температурой  $t_{п1}$ , поступающий в конденсатор, нагревается до температуры  $t_{п2}$ . В случае недостаточного подогрева приточного воздуха (температура должна соответствовать  $t_{п1} = 18^{\circ}\text{C}$ ), он должен дополнительно нагреваться в калорифере.

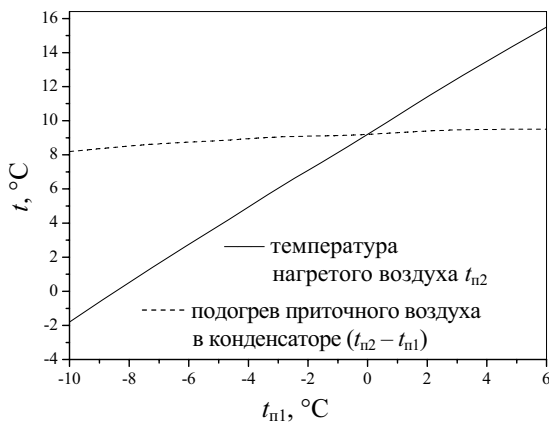


Рис. 2. Изменение температуры нагретого воздуха

На рис. 2 видно, что температура нагретого воздуха  $t_{п2}$  изменяется практически по линейной зависимости при изменении температуры наружного воздуха от  $-10$  до  $+6^{\circ}\text{C}$ . При этом его подогрев в конденсаторе варьируется незначительно от  $8,2$  до  $9,5^{\circ}\text{C}$ . В среднем подогрев составляет  $8,9^{\circ}\text{C}$ . Требуемая температура приточного воздуха на входе в обогреваемое помещение не достигается, поэтому требуется установка резервного воздухоподогревателя.

Рассмотрим на сколько понизится потребление теплоты при использовании теплового насоса, которое определяется отношением

$$\Delta\bar{Q} = (Q - Q_{тр}) / Q_{тр},$$

где  $Q$  – теплопроизводительность теплового насоса, кВт;  $Q_{тр}$  – требуемый тепловой поток конденсатора, кВт.

Возможны три случая:

- $\Delta\bar{Q} < 0$  – теплопроизводительности теплового насоса недостаточно;
- $\Delta\bar{Q} = 0$  – теплопроизводительность теплового насоса соответствует требуемой величине;
- $\Delta\bar{Q} > 0$  – теплопроизводительность теплового насоса является избыточной.

В нашем случае с учетом результатов вычислительного эксперимента, представленных на рис. 2 и 3, показатель  $\Delta\bar{Q} = -0,71$  при  $t_{п1} = -10^{\circ}\text{C}$  и  $\Delta\bar{Q} = -0,22$  при  $t_{п1} = +6^{\circ}\text{C}$ . Это объясняет причину недогрева воздуха до требуемого значения и свидетельствует о том, что теплопроизводительности теплового насоса недостаточно для обеспечения помещения необходимым теплом и требуется дополнительный подогрев воздуха. В то же время коэффициент преобразования теплового насоса составлял  $4,2-6,0$ , что указывало на достигнутый энергосберегающий эффект.

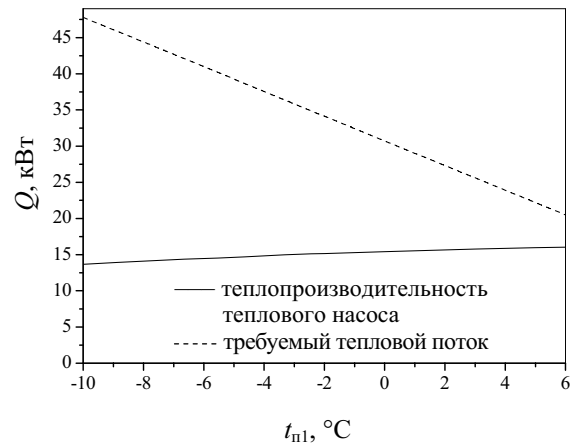


Рис. 3. Изменение теплопроизводительности теплового насоса

Уровень подогрева воздуха в конденсаторе определяется температурой перегретого хладагента на выходе компрессора и соотношением теплоты перегрева и конденсации. Из данных, представленных на рис. 3, видно, что с ростом температуры приточного воздуха теплосъем в конденсаторе увеличивается с  $13,67$  до  $16,06$  кВт. Основную долю тепловой нагрузки конденсатора составляет теплота конденсации, однако доля теплоты перегрева при росте температуры вытяжного воздуха в среднем увеличивается на  $3-4\%$  (рис. 4).

На рис. 5 видно, что температура хладагента после компрессора изменяется от  $30,3$  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 приблизительно  $22,9^{\circ}\text{C}$ , что соответствует доле теплоты перегрева по отношению к тепловому потоку конденсатора, которая составляет  $3,2\%$  при температуре приточного воздуха  $-10^{\circ}\text{C}$  и  $3,9\%$  при температуре  $+6^{\circ}\text{C}$  (рис. 6). Поэтому определяющее влияние на подогрев приточного воздуха оказывает температура конденсации, которая изменяется пропорционально температуре хладагента на выходе компрессора (рис. 5). В связи с этим температура конденсации является ограничивающим фактором для достижения требуемой теплопроизводительности.

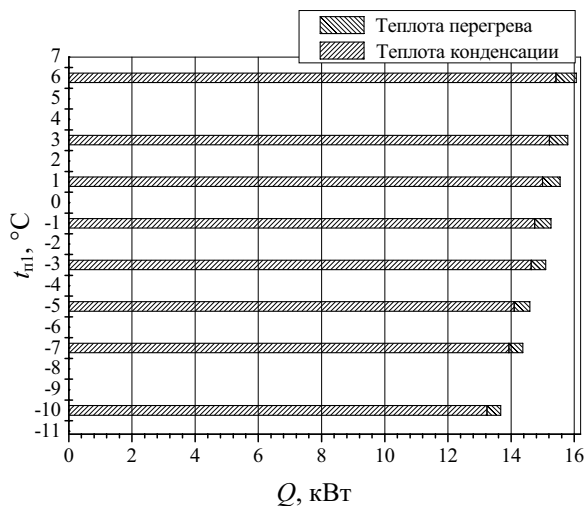


Рис. 4. Распределение теплопроизводительности по участкам конденсатора

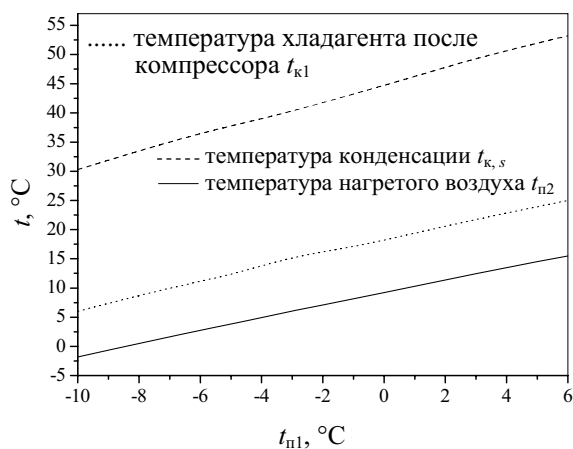


Рис. 5. Изменение температуры хладагента и нагретого воздуха

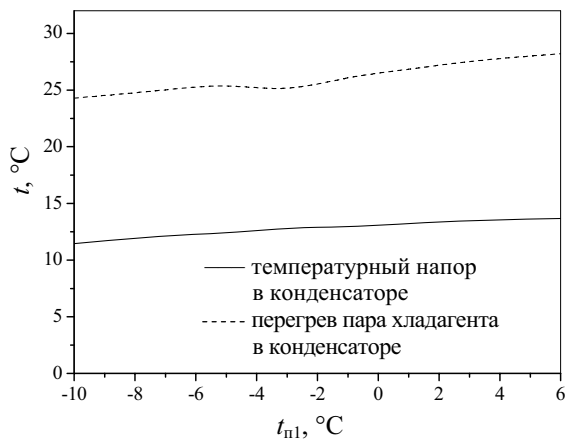


Рис. 6. Изменение температур хладагента в конденсаторе

Тем не менее при использовании теплового насоса происходит уменьшение потребления

теплоты в 1,47 раза при  $-10^{\circ}\text{C}$  и в 4,8 раза при  $+6^{\circ}\text{C}$ . При этом коэффициент преобразования составляет соответственно 6,0 при  $-10^{\circ}\text{C}$  и 4,2 при  $+6^{\circ}\text{C}$ , что дает достаточное уменьшение потребления энергии.

Возможны два пути достижения требуемого нагрева приточного воздуха при использовании теплового насоса. Первый путь связан с установкой теплового насоса большей мощности и с регулируемой производительностью. Второй путь предусматривает уменьшение расхода приточного воздуха с понижением его температуры и учетом регламента работы вентиляции.

**Закключение.** Таким образом, проведенное исследование показало, что тепловой насос в системе приточно-вытяжной вентиляции позволяет уменьшить потребление теплоты на подогрев приточного воздуха на 30–80% с температурой от  $-10$  до  $+6^{\circ}\text{C}$  и коэффициентом преобразования 6,0–4,2. Для целевого использования можно спроектировать систему с требуемым нагревом воздуха.

### Литература

1. Бубялис, Э. Процессы энергопереноса в тепловых насосах / Э. Бубялис, В. Макарявичус; под ред. А. Жукаускаса. – Вильнюс: Моклас, 1990. – 186 с.
2. Перспективы применения теплонасосных технологий в теплофикационном комплексе / А. В. Овсяник [и др.] // Энергетика. Известия ВУЗов. – 2008. – № 2. – С. 47–58.
3. Жидович, И. С. Применение тепловых насосов для теплоснабжения объектов жилищно-коммунального хозяйства / И. С. Жидович // Энергоэффективность. – 1998. – № 11. – С. 16–18.
4. Володин, В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины / В. И. Володин // Холодильная техника. – 1998. – № 2. – С. 8–10.
5. Здитовецкая, С. В. Анализ влияния внешних факторов на работу теплового насоса / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Труды XVI Школы семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках», Санкт-Петербург, 21–25 мая 2007 г.: в 2 т. – М., 2007. – Т. 2. – С. 275–278.
6. Володин, В. И. Влияние гидродинамики тракта обвязки теплового насоса на его тепловую эффективность / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Труды БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорган. в-в. – 2005. – Вып. XIII. – С. 166–169.