

Кузьмин Сергей Иванович,
к.т.н., доцент, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: sergey.kuzmin@mail.ru

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Kuzmin S.I.

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF USING PLATE HEAT EXCHANGERS IN VENTILATION SYSTEMS

Аннотация. В работе представлена математическая модель стоимости пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции.

Ключевые слова: система вентиляции, воздухообмен, рекуператор, моделирование технической системы.

Abstract. The paper presents a mathematical model of the cost of plate heat exchangers for ventilation systems.

Keywords: ventilation system, air exchange, recuperator, modeling of the technical system.

Воздушно-тепловой режим здания обеспечивается системами приточно-вытяжной общеобменной вентиляции. Обработка приточного воздуха предполагает его нагрев в холодный период года до температур, определяемых из условия соблюдения теплового баланса помещения. Нагревание приточного воздуха производится в специальных теплообменниках – калориферах, потребляющих тепловую энергию из внешних источников. Однако в самой системе вентиляции есть резерв тепла в удаляемом воздухе, который имеет более высокую температуру, чем в рабочей зоне и приточный. Это «избыточное» тепло просто выбрасывается наружу, но имеет потенциал на (25-40) °С выше по сравнению с наружной средой. С целью повышения энергетической характеристики системы вентиляции предлагается извлекать тепло из удаляемого из помещения воздуха путём нагрева приточного (наружного) в специальных воздухо-воздушных теплообменниках – рекуператорах.

Применение рекуператоров, с одной стороны, позволяет снизить потребление дорогой тепловой энергии, но, с другой, усложняет и, соответственно, удорожает конструкцию системы вентиляции. Для обоснования выгоды мероприятий по извлечению тепла из удаляемого вентиляционного воздуха требуется оперативное сравнение проектных решений по технико-экономическим критериям. Это удобно выполнять по специальным моделям, включающим, в том числе, и стоимостные характеристики теплового утилизационного оборудования.

В настоящей работе приведены результаты анализа эффективности применения пластинчатых рекуператоров в системах вентиляции на основе сравнения затрат на приобретение и эксплуатацию оборудования и выгоды, получаемой от его использования.

На рисунке 1 приведена схема системы вентиляции с рекуператором и без него (прямоточная).

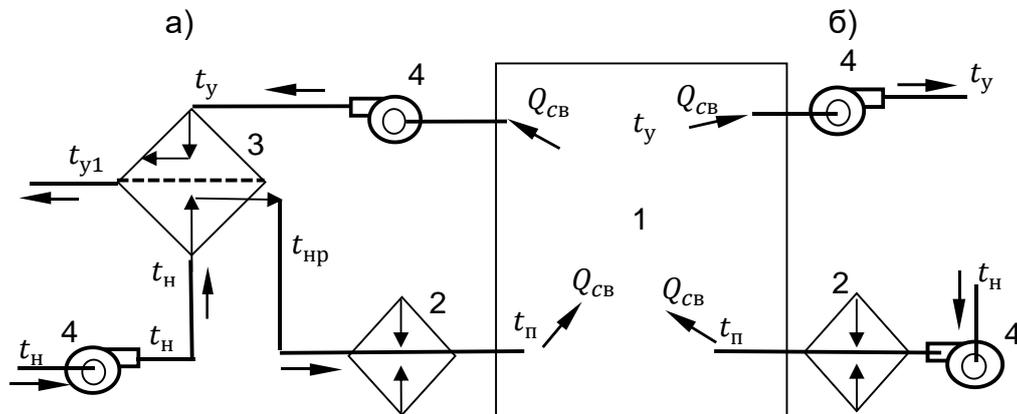


Рисунок 1 – Технологическая схема системы вентиляции с рекуператором а) и прямоточная б): 1 – помещение; 2 – калориферная установка; 3 – рекуператор; 4 – вентилятор

Период окупаемости рекуператора $T_{рк}$ (год) можно представить следующим уравнением:

$$T_{рк} = \frac{C_{св.р} - C_{св}}{c_{рк}}, \quad (1)$$

где $C_{св.р}$ и $C_{св}$ – стоимость системы вентиляции соответственно с рекуператором и без него, руб.; $c_{рк}$ – экономия затрат на энергию от использования рекуператора, руб./год.

В составе систем вентиляции учтём только оборудование, стоимость которого зависит от энергопотребления:

$$C_{св.р} = C_{р.4} + C_3 + C_{р.2}, \quad (2)$$

$$C_{св} = C_4 + C_2, \quad (3)$$

где C_4 , C_3 и C_2 – стоимость соответственно вентилятора, рекуператора и калориферной установки в соответствующей системе, руб.

Экономия затрат от использования рекуператора выражается не только в извлечении и последующем использовании «дарового» тепла из уходящего воздуха, но в снижении требуемой мощности калориферной установки $N_{р.2}$ по сравнению с расчётной мощностью N_2 и, как следствие, приводит к удешевлению этого оборудования. С другой стороны, необходимо учесть увеличение аэродинамического сопротивления системы вследствие наличия рекуператора и неизбежные затраты на увеличение мощности вентилятора $N_{р.4}$ и его типоразмера:

$$c_{рк} = W_{з.т} \cdot c_t - W_{з.эл} \cdot c_{эл}, \quad (4)$$

где $W_{p.t}$ – экономия тепловой энергии, Вт·ч/год; $W_{3.эл.}$ – расход электроэнергии на дополнительное сопротивление рекуператора, МВт·ч/год; c_t и $c_{эл}$ – стоимость соответственно тепловой и электрической энергии, руб./Вт·ч.

Стоимость радиальных вентиляторов в условных единицах (у.е.=100 руб.) можно выразить следующими уравнениями:

- для вентиляторов низкого давления:

$$C_{4.н.} = 214,4 + 36,5 \cdot Q_{вент} - 0,188 \cdot Q_{вент}^2, \quad (5)$$

- для вентиляторов среднего давления:

$$C_{4.ср.} = 100,24 + 82,12 \cdot Q_{вент} - 0,27 \cdot Q_{вент}^2, \quad (6)$$

где $Q_{вент}$ – производительность вентилятора, тыс. м³/час.

Стоимость рекуператоров C_3 (у.е.) статистически соотносится с основным техническим параметром – производительностью по воздуху $Q_{рек}$ (тыс. м³/ч). Усреднённая стоимость оборудования марки Shuft RHPг $C_{рек.}$ адекватно описывается функцией приближённой регрессии:

$$C_3 = 226 + 373,2 \cdot Q_{рек} + 22,25 \cdot Q_{рек}^2, \quad (7)$$

где $Q_{рек}$ – номинальная производительность рекуператора, тыс. м³/ч.

Дисперсия адекватности модели (1) оценки стоимости равна: $S_{ад.}^2 = 945,3$. Расчётное значение критерия адекватности полученной модели (по критерию Фишера): $F_{ад}^{расч.} = 1,97$. Табличное значение составляет $F_{ад}^{табл.} = 3,84$ (при доверительной вероятности 95 %) [1].

Стоимость калориферных установок C_2 определяется ценой одной единицы оборудования $C_{к.ед.}$ и их числом в системе n_2 :

$$C_2 = C_{к.ед.} \cdot n_2. \quad (8)$$

Как показал анализ прайс-листов наиболее известных поставщиков вентиляционного оборудования [2] стоимость калориферов статистически соотносится с основным техническим параметром – площадью теплообмена A_k и может быть оценена функцией:

$$C_{к.ед.} = 130,33 - 1,6661 \cdot (A_k - 4,5) + 0,30458 \cdot (A_k - 4,5)^2 - 0,0033 \cdot (A_k - 4,5)^3 + 1,052 \cdot 10^{-5} \cdot (A_k - 4,5)^4. \quad (9)$$

Количество калориферов в установке зависит от расчётной потребной тепловой мощности приточной системы N_2 (Вт) и тепловой производительности одного калорифера N_k :

$$n_2 = \frac{N_2}{N_k}. \quad (10)$$

Применительно к рассматриваемой схеме систем (рис. 1) имеем:

$$N_2 = 0,28 \cdot Q_{св} \cdot c_v \cdot (t_{п.} - t_{н.}), \quad (11)$$

$$N_{p.2} = 0,28 \cdot Q_{св} \cdot c_v \cdot (t_{п.} - t_{н.p.}), \quad (12)$$

где $Q_{св}$ – производительность системы вентиляции, м³/ч.; c_v – теплоёмкость воздуха, кДж/кг °С.

$t_{п}$, $t_{н}$ и $t_{см}$ – расчётные температуры воздуха, соответственно, приточного, наружного и после рекуператора, °C .

Расчётная тепловая производительность одного калорифера определяется по формуле [3]:

$$N_{к} = K_{к} \cdot A_{к} \cdot (\bar{t}_{w} - \bar{t}_{v}), \quad (13)$$

где $K_{к}$ – коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/м² °C; \bar{t}_{v} и \bar{t}_{w} – средние температуры воздуха и теплоносителя в калорифере, °C.

Коэффициент теплопередачи $K_{к}$ зависит от массовой скорости воздуха в живом сечении теплообменника и скорости воды в греющих трубках [3]:

$$K_{к} = 29,3 \cdot (v \cdot \rho_v)^{0,432} \cdot w^{0,168}, \quad (14)$$

где v – скорость воздуха в живом сечении калорифера, м/с; ρ_v – плотность воздуха, кг/м³.

Учитывая известные соотношения между площадями живых сечений и расходами нагреваемой и греющей средами, формулу (14) можно преобразовать следующим образом:

$$K_{к} = 29,3 \cdot \left(\frac{Q_{св}}{3600 \cdot A_v} \cdot \frac{353}{\bar{t}_v + 273} \right)^{0,432} \cdot \left(\frac{N_2}{c_w \cdot \rho_w \cdot (t_{w1} - t_{w2}) \cdot s_k} \right)^{0,168}, \quad (15)$$

где c_w – теплоёмкость воды, Дж/кг °C; ρ_w – плотность воды при средней температуре теплоносителя, кг/м³; t_{w1} и t_{w2} – температуры теплоносителя соответственно на входе и выходе из калорифера, °C; s_k – площадь сечения для прохода теплоносителя, м². В калориферах типа КСк среднего модельного ряда составляет 0,000944 м².

Площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха A_v можно представить через площадь нагрева $A_{к}$ следующим выражением:

$$A_v = 0,022 + 0,02 \cdot A_{к}. \quad (16)$$

Общая площадь нагрева калориферной установки ($A_{к.у}$) определится из требуемой тепловой мощности системы N_2 (или $N_{п.2}$):

$$A_{к.у} = \frac{N_2}{K_{к} \cdot (\bar{t}_v - \bar{t}_w)}, \quad (15)$$

или принимая во внимание (14, 15, 16) для усреднённых значений параметров среды и теплоносителя имеем:

$$A_{к.у} = 32,5 \cdot Q_{св}^{0,432} \cdot N_2^{0,832} - 12. \quad (18)$$

Мощность теплового потока, извлечённого рекуператором из уходящего вентиляционного воздуха N_3 (Вт), определяется через его коэффициент полезного действия ε_p :

$$N_3 = 0,28 \cdot \varepsilon_p \cdot (I_y - I_n) \cdot Q_{св} \cdot \rho_v, \quad (19)$$

$$\varepsilon_p = \frac{I_{н.п} - I_n}{I_y - I_n}, \quad (20)$$

где I_n , I_y и $I_{н.п}$ – теплосодержание воздуха соответственно наружного, удаляемого из помещения и после рекуператора, кДж/кг.

Коэффициент эффективности рекуператора ε_p является технической характеристикой устройства и зависит от относительной производительности \bar{q}_p :

$$\bar{q}_p = \frac{Q_\phi}{Q_{рек}}, \quad (21)$$

где Q_ϕ – фактическая производительность рекуператора, м³/ч.

Значение ε_p можно определить по уравнению с достаточной точностью $\pm 2\%$:

$$\varepsilon_p = C - D \cdot \ln(\bar{q}_p), \quad (22)$$

где C и D – расчётные коэффициенты, зависящие от номинальной (паспортной) производительности рекуператора $Q_{рек}$.

$$C = 0,01 \cdot \left(27,868 - 0,000133 \cdot (0,01Q_{рек} - 9)^4 + 0,0116 \cdot (0,01Q_{рек} - 9)^3 - 0,3205 \cdot (0,01Q_{рек} - 9)^2 + 0,03292 \cdot Q_{рек} \right), \quad (23)$$

$$D = 2 \cdot 10^{-11} \cdot Q_{рек}^2 - 8 \cdot 10^{-7} \cdot Q_{рек} + 0,081. \quad (24)$$

Потери давления в рекуператоре $\Delta P_{рек}$ (Па):

$$\Delta P_{рек} = 208 \cdot \bar{q}_p - 30. \quad (25)$$

Общее количество тепла, извлечённое из уходящего воздуха за эксплуатационный период W_3 (Вт*час) при постоянной производительности вентиляции и стабильном тепловом режиме в помещении, определится по формуле [4]:

$$W_3 = N_3 \cdot \frac{I_y - \bar{I}_H}{I_y - I_H} \cdot k_{вен} \cdot T_{оп}, \quad (26)$$

где I_y и I_H – теплосодержание воздуха при расчётных параметрах уходящего и наружного воздуха, °С;

\bar{I}_H – среднее теплосодержание наружного воздуха за рассматриваемый период, °С;

$T_{оп}$ – продолжительность отопительного периода, час.;

$k_{вен}$ – коэффициент, учитывающий время работы системы вентиляции в общей продолжительности отопительного периода.

Теплосодержание воздуха определится через соответствующие температуры t_i и относительные влажности φ_i [5, 6]:

$$I_i = c_v \cdot t_i + (2500 + c_{v,p} \cdot t_i) \cdot d_i, \quad (27)$$

$$d_i = [0,15 \cdot \exp\{0,074 \cdot (t_i + 42)\}] \cdot \varphi_i, \quad (28)$$

где $c_{v,p}$ – теплоёмкость водяного пара, кДж/кг °С;

Продолжительность отопительного периода $T_{оп}$, средняя температура отопительного периода и его продолжительность статистически связаны с расчётной температурой наружного воздуха t_H (температура наиболее холодной пятидневки с коэффициентом обеспеченности 0,92). Эта связь выражается уравнениями [7]:

$$T_{оп} = -52 - 11,5 \cdot t_H - 0,105 \cdot t_H^2, \quad (29)$$

$$\bar{t}_H = 0,25 \cdot t_H - 0,005 \cdot t_H^2 + 8,95. \quad (30)$$

Расход электроэнергии на дополнительное сопротивление рекуператора определится по (30) [3] $W_{з.эл.}$ (Вт*ч/год):

$$W_{з.эл.} = 0,000278 \cdot \Delta P_{рек} \cdot Q_{св} \cdot k_{вен} \cdot T_{оп} \cdot \quad (31)$$

Таким образом, система уравнений (1)-(30) представляет полное описание зависимости срока окупаемости рекуператора от параметров системы вентиляции, наружного климата и стоимости энергоресурсов.

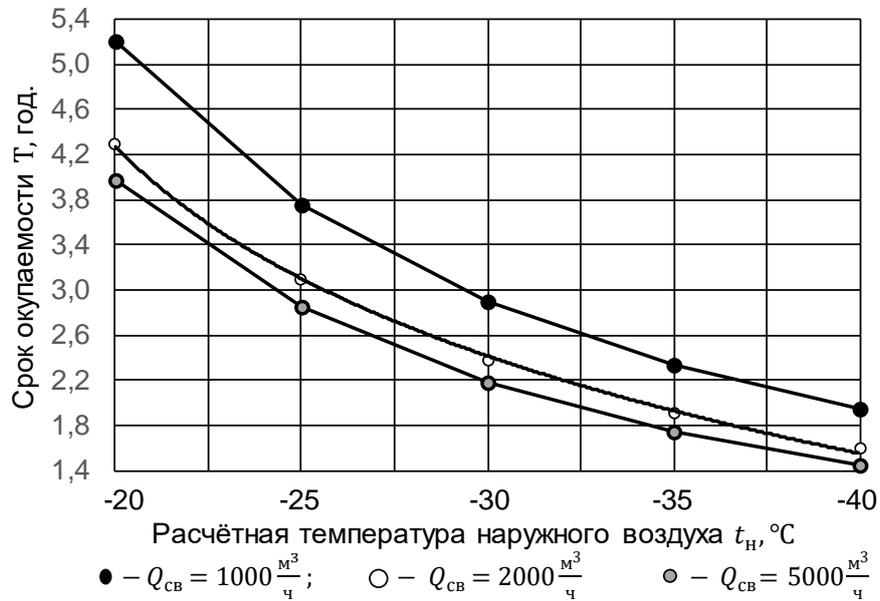


Рисунок 2 – Зависимость срока окупаемости рекуператора от температуры наружного воздуха и производительности

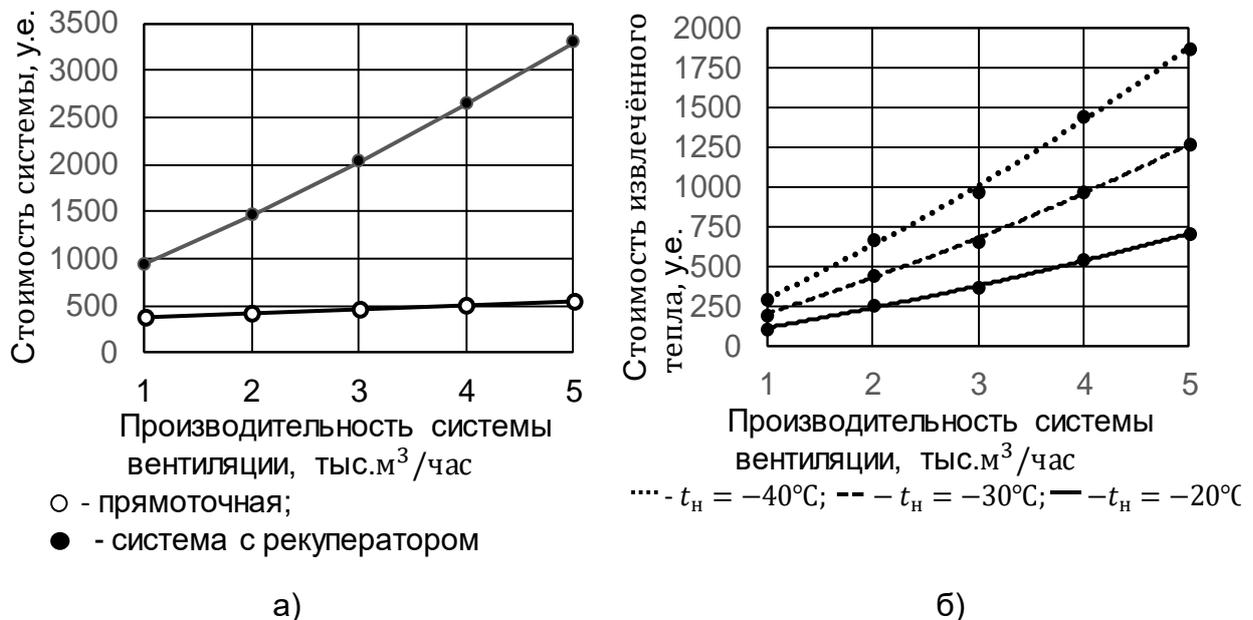


Рисунок 3 – Изменение стоимости систем вентиляции а) и стоимости извлеченного тепла б) от температуры наружного воздуха и производительности.

На рисунке 2 показано изменение срока окупаемости рекуператора в зависимости от расчётной температуры наружного воздуха для систем с разной производительностью. Из этого анализа следует, что экономическая выгода от применения рекуператоров значительно зависит от состояния наружного климата. В холодных регионах с расчётной температурой t_n ниже -30°C за счёт эффективного использования транзитного тепла за более продолжительный период $T_{\text{оп}}$ данные устройства могут окупиться уже через 1,5-3 года эксплуатации. В тёплых регионах с относительно непродолжительным временем эксплуатации теплоиспользующего оборудования срок окупаемости рекуператоров значительно увеличивается из-за их высокой стоимости.

Эти же тенденции проявляются в системах вентиляции с разной производительностью: валовое количество извлечённого тепла, а, следовательно, и экономия затрат на теплоснабжение, с увеличением производительности растёт интенсивнее удорожания рекуператора (рис. 3).

Таким образом, можно с уверенностью констатировать, что применение пластинчатых рекуператоров является экономически эффективным средством в решении вопросов энергосбережения в зданиях, оборудованных механическими приточными системами вентиляции.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Вознесенский, В.А.** Математическое моделирование в технико-экономических задачах / В.А. Вознесенский. – Москва: Финансы и статистика, 1986. – 315 с. – Текст : непосредственный.
2. Каталог ООО «Сантехника-ОНЛАЙН»//<https://santehnika-online/catalog/>.
3. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические системы // Под ред. И.Г. Старовойтова. Ч. 2. Вентиляция. – Москва: Стройиздат, 1993. – 896 с. – Текст : непосредственный.
4. **Российская Федерация. Стандарты.** СП 50.133330.2012. Тепловая защита зданий.
5. **Нестеренко, А.В.** Термодинамические основы вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Нестеренко. – Москва: Стройиздат, 1972. – 422 с. – Текст : непосредственный.
6. **Российская Федерация. Стандарты.** СП 131.133330.2020. Строительная климатология.
7. **Кузьмин, С.И.** Анализ влияния параметров здания на теплопотребление / С.И. Кузьмин. – Текст : непосредственный // Сборник АнГТУ. – 2019. – С. 116-122.