

УДК 697. 94(075.8)

**УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА ДЛЯ
ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СКВ****ГАДЖИЕВ Я. З., АБДУЛЛАЕВ Н. М., АЛИЕВ М. А.***Азербайджанский Архитектурный и Строительный Университет*

Использование тепла и холода удаляемого воздуха является одним из средств повышения теплоэнергетической эффективности систем кондиционирования и снижения эксплуатационных затрат на обработку приточного воздуха. Обычно для этого устраивают рециркуляцию внутреннего удаляемого воздуха. Однако эффективность рециркуляции изменяется в зависимости от суточных и сезонных колебаний параметров наружного воздуха.

В тех случаях, когда по технологическим или санитарно-гигиеническим требованиям не допускаются устройства рециркуляции, сооружаются приточные системы. В этих системах можно утилизировать тепло и холод выбросного воздуха, используя поверхностные рекуперативные и регенеративные теплообменники с промежуточным теплоносителем.

Однако предварительно должно быть организовано крупносерийное промышленное производство таких теплоутилизаторов, которые были бы экономически наиболее эффективны, надежны и просты в эксплуатации и имели бы сравнительно невысокий удельный расход металла. Но в настоящее время все затрудняется тем, что еще не выявлена область экономически целесообразного применения тех или иных видов теплоутилизаторов в климатических и эксплуатационных условиях нашей страны. Прежде всего, должны быть выявлены типы утилизаторов, экономически наиболее эффективных и весьма разнообразных условий их эксплуатации в различных районах страны, а затем необходимо определить число утилизаторов каждого типа, которые потребуются в перспективном периоде.

Для определения суммарного количества утилизируемой теплоты необходимо произвести теплотехнический расчет утилизатора с учетом климатических условий местности, типа и конструкции утилизатора и т. д.

Приточные СКВ с использованием первой рециркуляции получили широкое распространение. Одновременное использование холода и тепла в такой системе в значительной мере повышает ее энергоемкость. Схема теплоутилизации, показанная на рис.1, отличается от традиционного [1,2], с наличием дополнительного теплообменника-утилизатора ТУ, соединительных трубопроводов, циркуляционного насоса ЦН и расширительного бака РБ.

Поверхность калорифера второго подогрева при использовании такого варианта может быть снижена. Вода, циркулирующая по соединительным трубопроводам, подогревается в калорифере первого подогрева за счет тепла воздуха, направляемого в оросительную камеру. Температура воздуха при этом снижается, что позволяет уменьшить расход холода, а также мощность холодильной станции. Подогретая вода поступает в теплообменник-утилизатор, где нагревает воздух, выходящий из оросительной камеры.

Процессы изменения состояния воздуха на I-d диаграмме в системе утилизации тепла с поверхностными теплообменниками с промежуточным теплоносителем показаны на рис. 2.

Рис.1. Схема СКВ с применением первой рециркуляции с системой утилизации тепла с промежуточным теплоносителем.

1,2 – воздушные клапаны регулирования поступления наружного и рециркуляционного воздуха; 3 - воздухоприемная камера; 4 – камера смешения наружного G_n и рециркуляционного G_p воздуха; 5 - воздушный фильтр; 6- камера орошения; 7 - вентилятор приточный; 8 - поверхностные теплообменники; 9 - вентилятор вытяжной; 10 – соединительные трубопроводы рециркуляционного воздуха; 11 - соединительные трубопроводы уходящего воздуха; ЦН- циркуляционный насос; РБ- расширительный бак; ТУ- теплоутилизатор.

Построение процесса начинают с нанесения на I-d диаграмму точек Н и В, соответствующих состояниям наружного и внутреннего воздуха. Состояние воздуха при поступлении его в помещение изменяется от параметров точки П, которая характеризует состояние приточного воздуха, до параметров точки У, характеризующая состояние удаляемого воздуха. Точка О, характеризующая состояние воздуха, прошедшего тепловлажностную обработку в камере орошения, находится на

пересечении линий $d_n = \text{const.}$ и $\phi_0 = 90\%$. Расход приточного воздуха определяют из условий удаления избытков тепла $\sum Q$ и влаги $\sum W$:

$$G_n = \frac{\sum Q}{(I_y - I_n)}, \quad \text{или} \quad G_n = \frac{\sum W \cdot 10^3}{(d_y - d_n)}, \quad (1)$$

где I_y, I_n и d_y, d_n - является энтальпией и влагосодержанием уходящего и приточного воздуха.

Рис 2. Процессы изменения состояния воздуха на I-d диаграмме в системе утилизации тепла с поверхностными теплообменниками с промежуточным теплоносителем.

Для определения положения точки смеси С, точки Н и У соединяют прямой, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха, расход которой составляет:

$$G_{1P} = G_n - G_H, \quad (2)$$

Для определения параметров точки смеси используем уравнение теплового и материального баланса в следующем виде:

$$G_H I_H + G_{1P} I_U = G_n I_C, \quad (3)$$

откуда получаем значение энтальпии точки смеси;

$$I_C = \frac{G_H I_H + G_{1P} I_U}{G_n}, \quad (4)$$

Аналогично можно найти и влагосодержание точки смеси:

$$d_c = \frac{G_H d_H + G_{1P} d_y}{G_H}, \quad (5)$$

Пересечение этих линий с линией НУ определяет положение точки смеси С. Затем точки С и О соединяют прямой, которая является линией процесса изменения состояния воздуха при его охлаждении в оросительной камере.

Пусть на основании расчетов СКВ с применением первой рециркуляции без теплоутилизации известны параметры характерных точек изменения состояния воздуха (Н,В,П,С,О,У), величина поверхности калорифера первого подогрева F_1 , общий расход вентиляционного воздуха $G_{возд}$. Неизвестными величинами являются: поверхность теплообменника-утилизатора F_{TY} , параметры точек X и K, значения температур воды $t_{вн}$ и $t_{вк}$ и ее расход $G_{вод}$, количество утилизируемого тепла Q . Для упрощения расчетов полагаем значения коэффициентов теплопередачи теплообменников k_1 и k_{TY} известными. Исходными уравнениями тепловых балансов и переноса тепла являются:

- уравнение количества тепла, отбираемого от воздуха в теплообменнике первого подогрева

$$Q_I = G_{возд} (I_C - I_X) = c_p G_{возд} (t_C - t_X), \quad (6)$$

- уравнение количества тепла, передаваемого воздуху в теплообменнике-утилизаторе

$$Q_T = G_{возд} (I_K - I_O) = c_p G_{возд} (t_K - t_O), \quad (7)$$

- уравнение количества тепла, переносимого промежуточным теплоносителем

$$Q_{ПТ} = c_{вод} G_{вод} (t_{вк} - t_{вн}), \quad (8)$$

- уравнение теплообмена на поверхности калорифера первого подогрева

$$Q_{IT} = k_1 F_1 \left(\frac{t_C + t_X}{2} - \frac{t_{вн} + t_{вк}}{2} \right), \quad (9)$$

- уравнение теплообмена на поверхности теплообменника-утилизатора

$$Q_{TY} = k_{TY} F_{TY} \left(\frac{t_{вн} + t_{вк}}{2} - \frac{t_K + t_O}{2} \right), \quad (10)$$

- уравнение баланса тепла в системе теплоутилизации:

$$Q = Q_I = Q_T = Q_{ПТ} = Q_{IT} = Q_{TY}, \quad (11)$$

Таким образом, получена система из шести уравнений, содержащая шесть неизвестных величин. Преобразование и решение системы уравнений (6-11) позволило получить следующие результаты. Расход воды, циркулирующей в системе, определяется зависимостью:

$$G_{вод} = \frac{c_p G_{возд} [k_1 F_1 (t_C + t_O) + 2c_p G_{возд} t_C]}{c_{вод} [k_1 F_1 (t_C + t_O) + 2c_p G_{возд} t_O]}, \quad (12)$$

Поверхность теплообменника-утилизатора:

$$F_{TY} = F_1 \frac{k_1}{k_{TY}} \sqrt{\frac{c_p G_{возд} [k_1 F_1 (t_C + t_O) + 2c_p G_{возд} t_C]}{(k_1 F_1 + c_p G_{возд}) [k_1 F_1 (t_C + t_O) + 2c_p G_{возд} t_O]}}, \quad (13)$$

Значение температуры воздуха t_K на выходе из теплообменника-утилизатора составляет:

$$t_K = \frac{t_C + c_p G_{возд} t_O \left(\frac{1}{k_1 F_1} + \frac{1}{k_{TY} F_{TY}} \right)}{1 + c_p G_{возд} \left(\frac{1}{k_1 F_1} + \frac{1}{k_{TY} F_{TY}} \right)}, \quad (14)$$

Количество утилизируемого тепла:

$$Q = G_{\text{возд}} c_p (t_K - t_O), \quad (15)$$

Температура воздуха на выходе из калорифера первого подогрева:

$$t_x = t_c - \frac{Q}{c_p G_{\text{возд}}}, \quad (16)$$

Начальная температура воды, нагретой в калорифере первого подогрева:

$$t_{\text{вн}} = \frac{k_1 F_1 (t_c + t_O)}{2(k_1 F_1 + c_p G_{\text{возд}})}, \quad (17)$$

Конечная температура воды, охлажденной в теплообменнике-утилизаторе, определяется по формуле

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вн}} - \frac{Q}{c_{\text{вод}} G_{\text{вод}}}, \quad (18)$$

Расчеты показали, что при использовании рассмотренной схемы обработки воздуха возможно снизить затраты тепла до 20%. Одним из достоинств схемы является то, что для ее реализации используется стандартное оборудование, применяемое в обычных СКВ.

Полученные в настоящей работе результаты рекомендуются для расчета процессов, происходящих без изменения влагосодержания воздуха в поверхностных теплообменниках.

-
1. Богословский В. Н., Кокорин О.Я., Петров Л. В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. Москва, Стройиздат, 1985г.
 2. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Часть 3, Москва, Стройиздат, 1992.

XARİC EDİLƏN HAVADAN İSTİLİYİN TƏKRAR İSTİFADƏ OLUNMASI İLƏ KONDİSIONER SİSTEMİNİN İSTİLİK-ENERGETİK EFFEKTİVLİYİNİN YÜKSƏLDİLMƏSİ

HACIYEV Y. Z., ABDULLAYEV N. M., ƏLİYEV M. A.

Məqalədə aralıq istilik daşıyıcısının köməyi ilə kondisionerləşmədə iştirak etmiş havadan istiliyin təkrar istifadə olunması nətiçəsində mərkəzi kondisioner sisteminin istilik-energetik effektivliyinin yüksəldilməsi məsələsi həll edilir. Aparılmış qiymətləndirmələr göstərir ki, təklif olunmuş, metodla havanın istilik və soyuqluq üzrə emal edilməsi zamanı sərf edilən enerjiyə 20% -ə qədər qənaət etmək mümkündür.

SALVAGING OF A HEAT DEAERATED FOR RISES OF HEAT POWER EFFICIENCY OF SYSTEMS AN AIR CONDITIONING

HACIYEV Ya.Z., ABDULLAYEV N.M., ALIYEV M. A.

In paper the technique salvaging of a heat deaerated with surface heat exchangers with the intermediate heat transfer medium is offered with the purpose of rise of heat power efficiency an air conditioning system. The calculations have shown that, at usage of the surveyed scheme of processing of air it is possible to lower energy consumptions to 20 %. The outcomes, obtained in at present operation, are recommended for calculation of processes happening without change of moisture content of air in surface heat exchangers.