МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра отопления, вентиляции
и кондиционирования воздуха

ПОДБОР ТЕПЛОИЗВЛЕКАЮЩЕГО И ТЕПЛООТДАЮЩЕГО ТЕПЛООБМЕННИКОВ И РЕЖИМОВ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ В СИСТЕМЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ВЫТЯЖНОГО ВЫБРОСНОГО ВОЗДУХА С НАСОСНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ - АНТИФРИЗА

Методические указания
для студентов специальности 290700
"Теплогазоснабжение и вентиляция"

МОСКВА 1997

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Практически во всех видах зданий имеются вытяжные системы, через которые в холодный период года удаляется воздух с более высокой температурой и энтальпией по сравнению с наружным воздухом.

Для снижения теплопотерь в здании рационально сохранять воздушный баланс и компенсировать вытяжку организованным притоком наружного воздуха, на подогрев которого утилизировать теплоту удаляемого вытяжного воздуха.

На рис.1 приведена принципиальная схема системы утилизации теплоты вытяжного воздуха на подогрев приточного наружного воздуха с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя - антифриза. В вытяжной агрегат 1 из верхней зоны помещения засасывается вытяжной воздух $L_у$ с температурой $t_{у1}$ и энтальпией $i_{у1}$, который очищается в фильтре 2 и охлаждается до температуры $t_{у2}$ и энтальпии $i_{у2}$ в теплоизвлекающем теплообменнике 3. В приточный агрегат 4 забирается приточный наружный воздух $L_{пн}$ с температурой $t_{н1}$ и энтальпией $i_{н1}$, который очищается в фильтре 5 и нагревается в теплоотдающем теплообменнике 6 от теплоты, извлеченной в теплообменнике 3 из вытяжного воздуха. Передача тепла между теплоизвлекающим 3 и теплопередающим 6 теплообменниками осуществляется от перемещения промежуточного теплоносителя насосом 7, смонтированным на соединительных трубопроводах 8. При низких отрицательных температурах наружного воздуха и обычных температурах вытяжного воздуха температура промежуточного теплоносителя $t_{аф2}$ после теплоотдающего теплообменника 6 обычно имеет отрицательное значение. Поэтому в качестве промежуточного теплоносителя используются антифризы - незамерзающие жидкости.

Температура охлажденного теплоносителя - антифриза $t_{аф2}$ контролируется датчиком 9, который настраивается на нижний допустимый уровень отрицательной температуры, при которой не происходит замерзания конденсата, могущего выпадать на наружной поверхности теплоизвлекающего теплообменника 3 при охлаждении и осушении вытяжного воздуха. Выпадающий в теплообменнике 3 конденсат собирается в поддоне 11 и отводится в канализацию.

Если температура охлажденного антифриза $t_{аф2}$ понизится ниже настроенного значения, то датчик 9 передаст команду на трехходовый автоматический клапан 10. Часть подогретого антифриза с температурой $t_{аф1}$ поступит по перемычке в трубопровод к теплообменнику 3 и

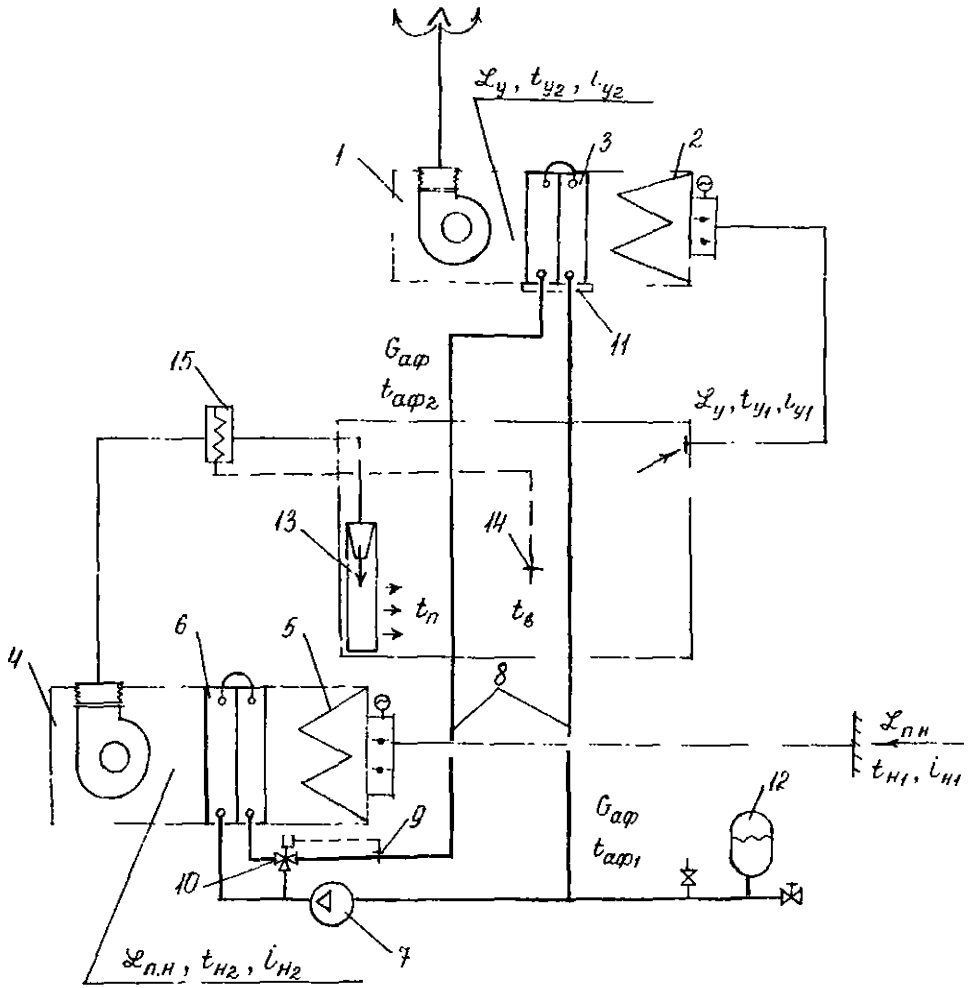


Рис.1. Принципиальная схема системы утилизации теплоты вытяжного воздуха $L_у$ на нагрев приточного наружного воздуха $L_{пн}$ с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя - антифриза $G_{аф}$

повысит температуру охлажденного антифриза $t_{аф2}$ до значений, при которых не будет замерзания конденсата на наружной поверхности теплообменника 3.

На трубопроводах 8 для компенсации изменений объема антифриза установлен герметичный расширительный сосуд 12 с гибкой мембраной.

Для подачи в рабочую зону помещения приточного наружного воздуха с низкой температурой служит эжекционный воздухораспреде-

литель 13. Холодный приточный наружный воздух выходит через со пла, что обеспечивает эжекцию из помещения теплого воздуха. Образовавшаяся смесь с температурой притока $t_п$ выходит через нижнюю часть эжекционного воздухораспределителя 13.

Если в рабочей зоне помещения температура воздуха понизилась ниже контролируемого комфортного уровня, то датчик 14 подает команду на включение концевого воздухонагревателя 15 для дополнительного нагрева приточного наружного воздуха.

Рассматриваемая система утилизации теплоты выбросного воздуха обладает следующими преимуществами:

- теплоизвлекающие и теплоотдающие теплообменники могут быть расположены в любом месте здания и соединяться трубопроводами;
- число групп теплообменников в приточных и вытяжных системах может быть различным и легко приспосабливаться к особенностям организации воздушного режима в здании;
- возможно объединение трубопроводами теплоизвлекающих теплообменников от вытяжных систем с различными вредными выбросами, так как полностью исключается перенос удаляемых вредностей в приточный воздух;
- полностью отсутствует опасность смешения вытяжного и приточного воздуха в системе утилизации;
- оборудование может быть размещено на непригодных для производства площадях (в подвалах, на чердаках, в межферменных пространствах, подшивных потолках);
- легко используется и осуществляется при реконструкции существующих систем вентиляции;
- простота автоматизации и контроля за работой систем;
- в теплый период года теплообменники в приточных системах могут быть использованы для охлаждения приточного наружного воздуха с применением градирен со встроенными оросительными теплообменниками.

2. МЕТОДИКА ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОИЗВЛЕКАЮЩЕГО И ТЕПЛООТДАЮЩЕГО ТЕПЛООБМЕННИКОВ И РЕЖИМОВ ИХ РАБОТЫ В СИСТЕМЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ВЫТЯЖНОГО ВЫБРОСНОГО ВОЗДУХА С НАСОСНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ - АНТИФРИЗА

Источником теплоты в рассматриваемых системах утилизации является вытяжной выбросной воздух, имеющий в холодный период года в обычных системах вентиляции гражданских и промышленных зданий температуру не выше 20...28 ^{0}С. При извлечении утилизируемой тепло

ты рационально понижать энтальпию выбросного воздуха до параметров, при которых мала вероятность замерзания выпадающей влаги из охлаждаемого вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике.

Нагрев приточного воздуха в холодный и переходный периоды года в теплоотдающем теплообменнике происходит при постоянном влагосодержании, а утилизация теплоты вытяжного воздуха, как правило, - при конденсации из него влаги. В условиях пренебрежимо малых притоков тепла от внешних источников к трубопроводам 8 (см. рис.1) справедливым будет следующее уравнение теплового баланса:

- в теплоизвлекающем теплообменнике 3 теплота от вытяжного воздуха передается к антифризу:

$$L_у \rho_у (i_{y1} - i_{y2}) = G_{аф} c_{аф} (t_{аф1} - t_{аф2}) ;$$

- в теплоотдающем теплообменнике 6 теплота от антифриза передается приточному наружному воздуху:

$$G_{аф} c_{аф} (t_{аф1} - t_{аф2}) = L_{п.н} \rho_{п.н} c_{п.н} (t_{н2} - t_{н1}) ;$$

- между теплообменниками 3 и 6 сохраняется баланс обмена теплотой:

$$L_у \rho_у (i_{y1} - i_{y2}) = L_{п.н} \rho_{п.н} c_{п.н} (t_{н2} - t_{н1}). \qquad (1)$$

Теплотехническая эффективность нагрева приточного наружного воздуха при его постоянном влагосодержании в теплоотдающем теплообменнике оценивается через показатель относительного перепада температур

$$0_{тп.н} = \frac{t_{н2} - t_{н1}}{t_{аф1} - t_{н1}} . \qquad (2)$$

Из преобразованного выражения (2) может быть вычислена неизвестная конечная температура нагретого приточного наружного воздуха

$$t_{н2} = 0_{тп.н} (t_{аф1} - t_{н1}) + t_{н1} .$$

Численные величины показателя теплотехнической эффективности $\theta_{тп.н}$ зависят от конструктивных показателей теплоотдающего теплообменника, режимов и схемы движения через него нагреваемого воздуха и охлаждаемой жидкости. Наиболее теплотехнически предпочтительной является противоточная схема движения воздуха и жидкости, для которой численное значение показателя $\theta t_{п.н}$ может быть вычислено по выражению:

$$0_{тп.н} = \frac{1 - \exp[-Fo_{п.н}(1 - W_{п.н})}{1 - W_{п.н} \exp[-Fo_{п.н}(1 - W_{п.н})} .$$

Здесь $Fo_{п.н}$ - критерий Фурье для теплоотдающего теплообменника; часто этот показатель в литературе называют числом единиц переноса N_t;

$$Fo_{п.н} = \frac{kF}{L_{п.н} \rho_{п.н} c_{п.н}} . \qquad (3)$$

$W_{п.н}$ - показатель отношения теплоемкостей потоков в теплоотдающем теплообменнике.

$$W_{п.н} = \frac{L_{п.н}\rho_{п.н}c_{п.н}}{G_{аф}c_{аф}}. \quad (4)$$

В качестве теплообменников в рассматриваемых системах утилизации рекомендуется использовать калориферы КСк3 и КСк4 с теплообменными элементами из биметаллических накатных оребренных трубок. Коэффициенты теплопередачи К, Вт/(м^2 · ^{0}С), для этих калориферов вычисляются по следующим опытным формулам:

- для калориферов КСк3 из трех рядов оребренных трубок

$$K = 29\ (V\rho)^{0,455}\ w^{0,14}; \quad (5)$$

- для калориферов КСк4 из четырех рядов оребренных трубок

$$K = 25,2\ (V\rho)^{0,515}\ w^{0,17}. \quad (6)$$

Аэродинамическое сопротивление этих калориферов ΔP, Па, вычисляется по следующим опытным формулам:

для калориферов КСк3

$$\Delta P = 7,4\ (V\rho)^{1,71}\ Z, \quad (7)$$

для калориферов КСк4

$$\Delta P = 8,94\ (V\rho)^{1,73}\ Z.$$

Здесь $(V\rho)$ - массовая скорость набегающего потока воздуха (произведение скорости воздуха на его плотность во фронтальном сечении теплообменника), кг/(м^2 · с);

w - скорость жидкости в трубках, м/с;

Z - число калориферов одинакового типа по ходу воздуха.

Для избежания уноса сконденсированной влаги с оребренных трубок и предотвращения высоких аэродинамических сопротивлений рекомендуется значения массовой скорости воздуха во фронтальном сечении не принимать более 2,5 кг/(м^2 · с). Наличие конденсата на оребренной поверхности приводит к повышению аэродинамического сопротивления, что учитывается дополнительным коэффициентом 1,35. Скорость антифриза в трубках рекомендуется ограничить условиями начала развитого турбулентного режима течения, который обеспечивается при скоростях 0,5...1,2 м/с.

Теплоизвлекающие теплообменники в потоке вытяжного воздуха, как правило, используются в режимах одновременного охлаждения и осушения вытяжного воздуха, что позволяет обеспечить извлечение большего количества теплоты. Процесс осушки вытяжного воздуха сопровождается выпадением конденсата, который будет замерзать, если температура оребренной поверхности будет ниже 0^{0}С. В целях устранения обмерзания рекомендуется выбирать такие режимы функционирования теплоизвлекающего теплообменника, при которых на большей части наружной оребренной поверхности поддерживается положительная температура. В качестве контрольного значения для реали

зации этого условия предлагается расчет режимов охлаждения и осушения в теплоизвлекающем теплообменнике производить направленным на минимальную среднюю температуру оребренной поверхности $t_f^{мин}$ 2^0С.

Удаляемый вытяжной воздух, как правило, имеет температуру точки росы более 2^0С, и поэтому при поддержании на оребренной поверхности теплоизвлекающего теплообменника средней температуры $t_f^{мин} = 2^0$С имеет место режим одновременного охлаждения и осушения вытяжного воздуха. Для расчета теплоизвлекающего теплообменника предлагается использовать методику замены реального режима охлаждения и осушения на условный "сухой" режим с одинаковым перепадом энтальпий [1].

На рис. 2 представлено построение на диаграмме влажного воздуха условно "сухого" режима охлаждения вытяжного воздуха для условий равенства средней температуры оребренной поверхности теплоизвлекающего теплообменника минимальному допустимому значению 2^0С.

Последовательность построения на i-d-диаграмме:

- находится точка $У_1$, отвечающая начальной температуре i_{y1} и энтальпии i_{y1} вытяжного воздуха;
- в месте пересечения изотермы 2^0С с кривой $\varphi = 100$ % находится точка f, отвечающая рекомендуемой средней температуре поверхности теплоизвлекающего теплообменника;
- прямой линией соединяются точки $У_1$ и f;
- в зависимости от величины φ_{y1} со следующими рекомендациями принимается величина φ_{y2}:

при $\varphi_{y1} > 70$ % $\varphi_{y2} = 98$ %;
при φ_{y1} от 50 до 70 % $\varphi_{y2} = 92$ %;
при φ_{y1} от 30 до 40 % $\varphi_{y2} = 88$ %.

В месте пересечения принятой φ_{y2} с прямой линией У-f находится точка $У_2$ с параметрами: температура t_{y2} и энтальпия i_{y2};

- на пересечении прямой линии $d_f = const$ с линиями энтальпии i_{y1} находится точка $У'_1$, с температурой t'_{y1} и с энтальпией i_{y2} точка $У'_2$ с температурой t'_{y2} в условно "сухом" режиме охлаждения вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике при одинаковом перепаде энтальпий $(i_{y1} - i_{y2})$ с реальным режимом охлаждения и осушения вытяжного воздуха, отвечающего следующему уравнению теплового баланса:

$$Q_y = L_y\rho_y (i_{y1} - i_{y2}) = L_y\rho_y c_v (t'_{y1} - t'_{y2}). \qquad (8)$$

Из уравнения теплового баланса (1) находится температура нагретого в системе теплоутилизации приточного наружного воздуха

$$t_{н2} = \frac{L_y\rho_y(i_{y1} - i_{y2})}{L_{п.н}\rho_{п.н}c_{п.н}} + t_{н1}. \qquad (9)$$

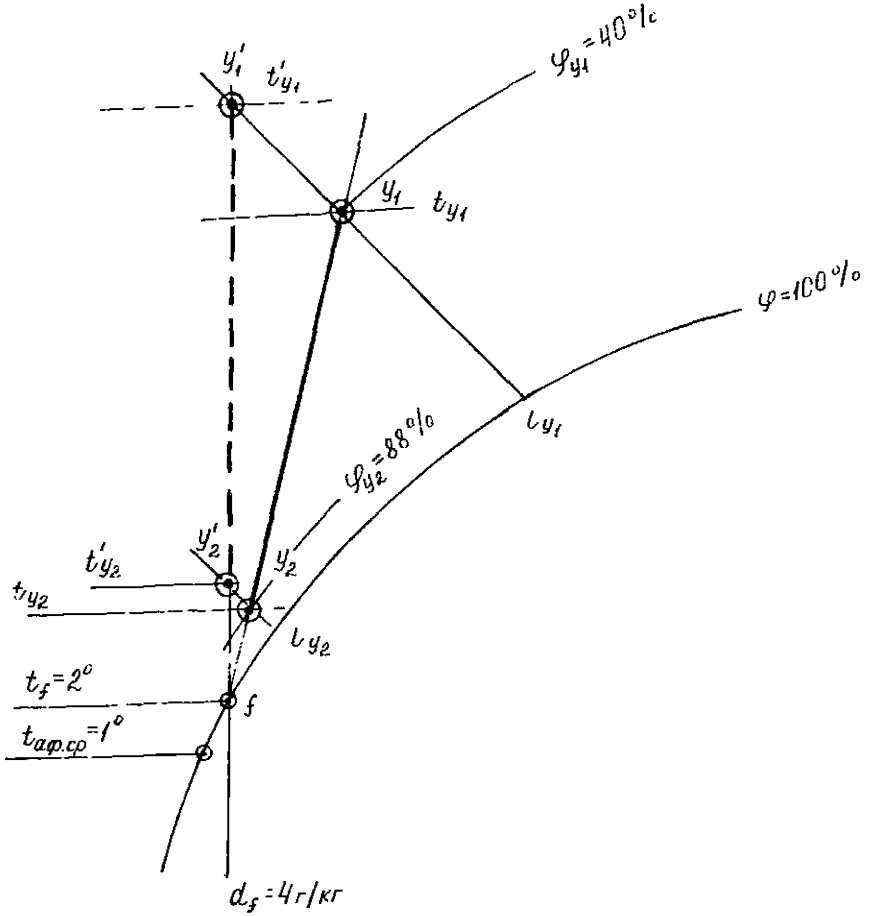


Рис.2. Построение на i-d-диаграмме реального и эквивалентного условного "сухого" режимов охлаждения вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике

Если полученное значение $t_{н2}$ больше или равно принятой при построении температуре t_f, то это свидетельствует о невозможности реализации принятого режима теплоутилизации. Необходимо провести новые построения на i-d-диаграмме, приняв более высокие значения температур t_f. Реально достижимые режимы теплоутилизации характеризуются численными значениями $t_{н2}$ на 5...8^{0}С меньше принимаемой температуры t_f.

В обычных системах вентиляции промышленных и гражданских зданий теплоты вытяжного воздуха, как правило, не хватает для нагрева приточного наружного воздуха до требуемой температуры притока, и характерно неравенство $t_{пн} > t_{н2}$, что обуславливает использование

конечных воздухонагревателей для приточного наружного воздуха, а также применение эжекционных воздухораспределителей для повышения температуры приточного воздуха $t_п$.

Полученные построением на i-d-диаграмме численные значения температур в условно "сухом" режиме охлаждения вытяжного воздуха позволяют проводить расчет теплоизвлекающего теплообменника по методике, аналогичной рассмотренной выше методике расчета для теплоотдающего теплообменника.

Расход антифриза в системах теплоутилизации с промежуточным теплоносителем рекомендуется выбирать из условий сохранения положительных температур на поверхности теплоизвлекающего теплообменника, что в обычных системах вентиляции отвечает температурным перепадам $\Delta t_{аф} = 4...8^0$C. С учетом этих рекомендаций вычисляется расход теплоносителя антифриза:

$$G_{аф} = \frac{L_у \rho_у (i_{у1} - i_{у2})}{c_{аф} \Delta t_{аф}} \text{ кг/ч.} \qquad (10)$$

Для предотвращения обмерзания поверхности теплоизвлекающего теплообменника средняя температура антифриза выбирается с учетом средней температуры поверхности:

$$t_{аф.ср} = t_f - 1, {}^0\text{C}. \qquad (11)$$

Для обычных условий средняя температура антифриза $t_{аф.ср}$ по выражению (11) составит

$$t_{аф.ср} = 2 \quad 1 = 1,$$

как это принято в построении на рис. 2.

В соответствии с выбранными величинами $t_{аф.ср}$ и $\Delta t_{аф}$ вычисляются параметры промежуточного теплоносителя - антифриза: температура теплоносителя - антифриза после нагрева в теплоизвлекающем теплообменнике

$$t_{аф1} = t_{аф.ср} + \frac{\Delta t_{аф}}{2}, \qquad (12)$$

температура теплоносителя антифриза после его охлаждения в теплоотдающем теплообменнике

$$t_{аф2} = t_{аф.ср} - \frac{\Delta t_{аф}}{2}. \qquad (13)$$

По выражению (2) вычисляется требуемый показатель теплотехнической эффективности $\theta_{t_{п.в}}$ в теплоотдающем теплообменнике.

Показатель теплотехнической эффективности в условно "сухом" режиме в теплоизвлекающем $\theta_{ту}$ теплообменнике для реализации принятых режимов нагрева приточного воздуха извлекаемым теплом вытяжного воздуха вычисляется по выражению

$$\theta_{ту} = \frac{t'_{у1} - t'_{у2}}{t'_{у1} - t_{аф2}}. \qquad (14)$$

По выражению (4) вычисляются показатели отношения теплоемкостей потоков $W_{пп}$ в теплоотдающем и $W_у$ теплоизвлекающем теплообменниках.

По графику на рис.3, заимствованному из [2, с.207, рис.VI.10], находятся требуемые численные значения критерия $Fo_{п.н}$ для теплоотдающего и $Fo_у$ для теплоизвлекающего теплообменников для реализации выбранных расчетных режимов функционирования системы утилизации теплоты вытяжного воздуха.

Из преобразованного выражения (3) вычисляется требуемая величина произведения kF, Вт/^{0}С:

$$kF = Fo\, L\, \rho\, c.$$

Задавшись рациональным значением массовой скорости в фасадном сечении теплообменников, вычисляют требуемое фасадное сечение, м^2:

для теплоизвлекающего теплообменника

$$f_{ф.у} = \frac{L_у \rho_у}{(V\rho)_{ф.у} \cdot 3600}; \qquad (15)$$

для теплоотдающего теплообменника

$$f_{ф.п.н} = \frac{L_{п.н} \rho_{п.н}}{(V\rho)_{ф.п.н} \cdot 3600}. \qquad (16)$$

Для первого варианта расчета рекомендуется принимать массовую скорость 2 кг/(м^2 · с). В следующих сравнительных вариантах технических решений теплоотдающего теплообменника массовая скорость может быть увеличена до 4 кг/(м^2 · с), а для теплоизвлекающего теплообменника для избежания уноса сконденсированной влаги массовую скорость воздуха не рекомендуется принимать более 2,5 кг/(м^2 · с). При массовых скоростях в теплоизвлекающем теплообменнике более 2,5 кг/(м^2 · с) после него необходимо устанавливать сепаратор удержания уносимой воздухом влаги.

По таблицам технических характеристик для калориферов КСк3 и КСк4 [3] находятся действительные фасадные сечения одиночных или групповых по расположению калориферов, применение которых обеспечивает получение рациональных значений массовых скоростей воздуха в фасадном сечении до 2,5 кг/(м^2 · с). По действительным значениям фасадных сечений теплообменников производится вычисление действительных значений массовых скоростей воздуха.

Задавшись скоростью жидкости 1 м/с, по формулам (5) или (6) вычисляют достигаемые величины коэффициентов теплопередачи K в теплоизвлекающем и теплоотдающем теплообменниках в режимах, протекающих без изменения влагосодержания обрабатываемого воздуха.

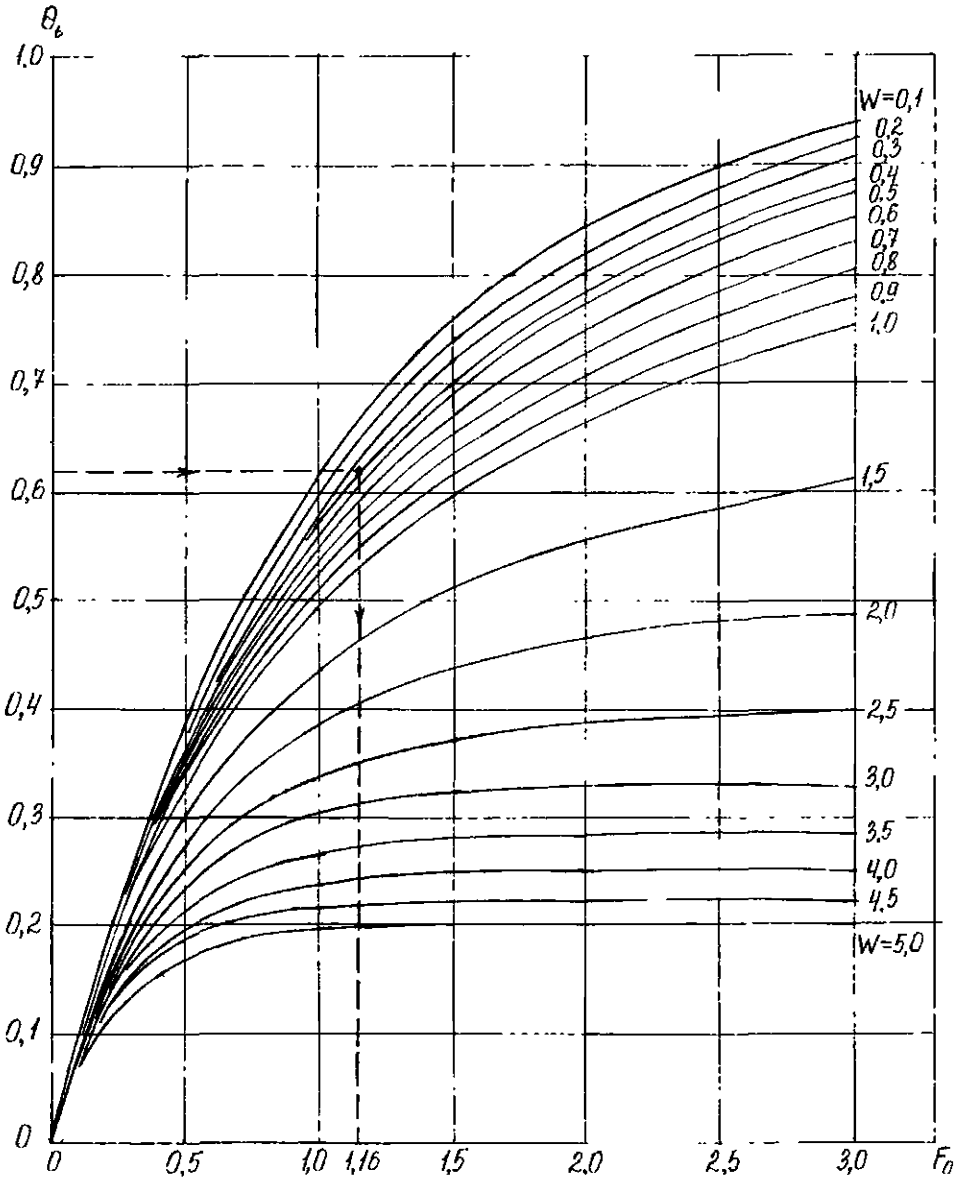


Рис.3. Графическая зависимость для показателя теплотехнической эффективности при противоточной схеме движения воздуха и жидкости

По данным проведенных выше расчетов вычисляют требуемые величины поверхностей теплообменников, м^2:

$$F = \frac{kF}{k}. \qquad (17)$$

По техническим данным калориферов КСк 3 и КСк 4 [3] находят возможные конструктивные решения сборки калориферов по глубине, обеспечивающие получение требуемой поверхности F теплообменников. Необходимо выбирать такие конструктивные решения, при которых запас в поверхности теплообменников не превышает 10-15 %.

Для выбранного конструктивного решения установки по таблицам технических данных [3] находят сечения для прохода жидкости по трубкам. Принимается противоточная схема движения жидкости по теплообменникам по отношению к потоку воздуха. Обвязка трубопроводами группы калориферов выбирается таким образом, чтобы скорости движения в трубках отвечали оптимальным значениям 0,5-1,2 м/с.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОИЗВЛЕКАЮЩЕГО И ТЕПЛООТДАЮЩЕГО ТЕПЛООБМЕННИКОВ И РЕЖИМОВ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ В СИСТЕМЕ УТИЛИЗАЦИИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ - АНТИФРИЗОМ

Заданными являются:

- расход удаляемого вытяжного воздуха L_y = 18000 м^3/ч;
  температура удаляемого воздуха t_{y1} = 23^{0}С;
- энтальпия удаляемого воздуха i_{y1} = 38 кДж/кг;
- расход проточного наружного воздуха $L_{пн}$ - 20000 м^3/ч;

Расчетная температура наружного воздуха в холодный период года для г. Москвы по параметрам Б [3]: $t_{н1}$ = - 26^{0}С; энтальпия $i_{н1}$ = - 25,3 кДж/кг.

В рабочей зоне актового зала поддерживается температура 20^{0}С и относительная влажность 38%. В помещении актового зала имеют место тепло- и влагоизбытки, удаление которых в холодный период года требует подачи приточного воздуха с температурой 11^{0}С и энтальпией 12 кДж/кг.

На i-d-диаграмму (рис.4) наносятся:

- точка В, отвечающая параметрам воздуха в зоне нахождения людей;
- точка $У_1$, отвечающая параметрам удаляемого из верхней зоны актового зала вытяжного воздуха;
- точка $Н_1$, характеризующая параметры воздуха в расчетных условиях холодного периода для г. Москвы;
- точка ПН, характеризующая параметры приточного наружного воздуха, обеспечивающие удаление расчетных тепло- и влагоизбытков из актового зала.

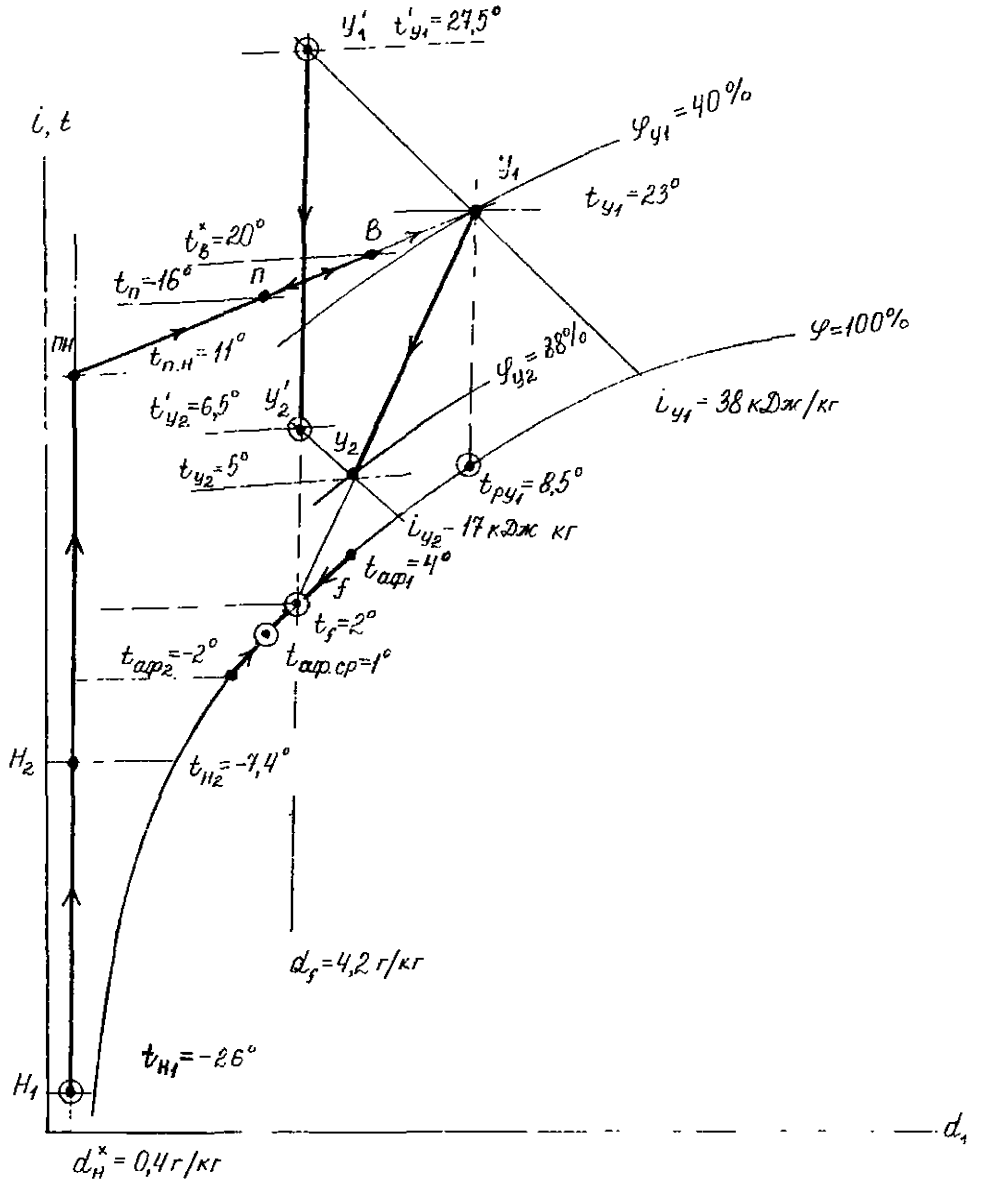


Рис.4. Построение на i-d-диаграмме расчетного режима функционирования системы утилизации теплоты вытяжного воздуха в холодный период года при параметрах Б для климата Москвы

На i-d-диаграмме (см. рис.4) в соответствии с рекомендациями, данными выше, наносится точка f, отвечающая средней температуре поверхности теплоизвлекающего теплообменника $t_f = 2^0C$. Из построения следует, что температура точки росы удаляемого воздуха равна $8,5^0C$ и больше средней температуры поверхности теплоизвлекающего теплообменника 2^0C. Это свидетельствует о том, что при извлечении теплоты из вытяжного воздуха будет иметь место процесс его охлаждения с конденсацией влаги.

Определение достигаемых параметров вытяжного воздуха производится построением на i-d-диаграмме, где прямой линией соединяются точки $У_1$ и f. В месте пересечения этой прямой линии с кривой $\varphi_{y2} = 88\%$ находится точка $У_2$ с температурой 5^0C и энтальпией 17 кДж/кг.

На пересечении прямой линии $d_f = 4,2$ г/кг с энтальпиями i_{y1} и i_{y2} находим точки $У'_1$ (температура t'_{y1} $27,5^0C$) и $У'_2$ (температура t'_{y2} $6,5^0C$), отвечающие режиму условно "сухого" охлаждения вытяжного воздуха при одинаковом перепаде энтальпий $i_{y1} - i_{y2}$.

По выражению (8) вычисляем общее количество отводимого в теплоизвлекающем теплообменнике от вытяжного воздуха тепла:

$$Q_y = 18000 \cdot 1,21 (38 - 17) = 457380 \text{ кДж/ч}.$$

По выражению (9) определяем температуру нагретого в теплоотдающем теплообменнике приточного воздуха:

$$t_{н2} = \frac{457380}{20000 \cdot 1,21 \cdot 1} \cdot \cdot 26 = 7,4^0C.$$

Полученная температура $t_{н2} = 7,4^0C$ меньше требуемой температуры приточного наружного воздуха $t_{нн} = 11^0C$. Поэтому необходимо в приточной системе предусмотреть концевой воздухонагреватель, питаемый горячей водой или электроэнергией.

По рекомендациям, приведенным выше, перепад температур антифриза принимаем $\Delta t_{аф}$ 6^0C. В качестве антифриза используем 40%-ный водный раствор этиленгликоля с температурой замерзания -26^0C, удельной теплоемкостью $c_{аф} = 3,5$ кДж/(кг · ^0C), массовой плотностью 1050 кг/м^3.

По формуле (10) вычисляем требуемый расход теплоносителя - антифриза:

$$G_{аф} \quad \frac{457380}{6 \cdot 3,5} = 21780 \text{ кг/ч}.$$

По формуле (11) находим среднюю температуру антифриза:

$$t_{аф.ср} = 2 - 1 = 1^0C.$$

По выражению (12) определяем температуру подогретого теплоносителя - антифриза после теплоизвлекающего теплообменника:

$$t_{аф1} = 1 + \frac{6}{2} = 4^0C.$$

По формуле (13) определяем температуру охлажденного теплоносителя - антифриза после теплоотдающего теплообменника:

$$t_{аф2} = 1 - \frac{6}{2} = -2^0C.$$

По формуле (2) вычисляем требуемые показатели теплотехнической эффективности для теплоотдающего теплообменника

$$\theta_{т.н} = \frac{7,4 + 26}{4 + 26} = 0,62.$$

Из выражения (14) находим требуемый показатель теплотехнической эффективности в условно "сухом" режиме охлаждения для теплоизвлекающего теплообменника:

$$\theta_{ту} = \frac{27,5 - \frac{6,5}{2}}{27,5 + 2} = 0,71.$$

По формуле (4) вычисляем показатели отношения теплоемкости потоков:

для теплоотдающего теплообменника

$$W_{т.н} = \frac{20000 \cdot 1,23 \cdot 1}{21780 \cdot 3,5} = 0,32;$$

для теплоизвлекающего теплообменника

$$W_y = \frac{18000 \cdot 1,21 \cdot 1}{21780 \cdot 3,5} = 0,286.$$

По графику на рис.3 находим требуемые численные значения критерия Fo:

- для теплоотдающего теплообменника $Fo_{т.н} = 1,16$ (построение показано пунктирными линиями);
- для теплоизвлекающего теплообменника $Fo_y = 1,5$.

Из преобразованного выражения (3) вычисляем требуемую величину произведения kF:

для теплоотдающего теплообменника

$$kF_{т.н} = \frac{1,16 \cdot 20000 \cdot 1,23 \cdot 1000}{3600} = 7927 \text{ Вт/}^0\text{C};$$

для теплоизвлекающего теплообменника

$$kF_y = \frac{1,5 \cdot 18000 \cdot 1,21 \cdot 1000}{3600} = 9075 \text{ Вт/}^0\text{C}.$$

Задаемся массовой скоростью воздуха 2 кг/(м^2 · с) и находим требуемое фасадное сечение:

для теплоотдающего теплообменника

$$f_{т.н} = \frac{20000 \cdot 1,23}{2 \cdot 3600} = 3,42 \text{ м}^2;$$

для теплоизвлекающего теплообменника

$$f_{фу} = \frac{18000 \cdot 1,21}{2 \cdot 3600} = 3,025 \text{ м}^2.$$

По справочнику требуемые фасадные сечения обеспечиваются применением в фасадном сечении двух калориферов КСк модели 11; $f_ф = 1{,}668 \cdot 2 \quad 3{,}336$ м^2. Действительная массовая скорость воздуха в фасадном сечении вычисляется:

по выражению (16) для теплоотдающего теплообменника

$$(V\rho)_{п.н} - \frac{20000 \cdot 1{,}23}{3600 \cdot 3{,}336} = 2{,}05 \text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

по выражению (15) для теплоизвлекающего теплообменника

$$(V\rho)_у - \frac{18000 \cdot 1{,}21}{3600 \cdot 3{,}336} - 1{,}81 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Оцениваем возможность применения калориферов типа КСк3-11, для которых по формуле (5) вычисляем коэффициент теплопередачи при скорости жидкости в трубках 1 м/с:

для теплоотдающего теплообменника

$$K - 29\ (2{,}09)^{0.455}\ 1^{0{,}14} = 38 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^0\text{С)}.$$

для теплоизвлекающего теплообменника

$$K - 29\ (1{,}81)^{0.455}\ 1^{0{,}14} = 32 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^0\text{С)}.$$

По выражению (17) вычисляем требуемые поверхности:

для теплоотдающего теплообменника

$$F_{п.н} = \frac{7927}{38} = 209 \text{ м}^2;$$

для теплоизвлекающего теплообменника

$$F_у - \frac{9075}{36} - 252 \text{ м}^2.$$

По справочнику [3] находим, что применение 4 шт. калориферов КСк3-11 обеспечивает развитие наружной поверхности 68 х 4 = 272 м^2. Сечение трубок в ходу для прохода жидкости в каждом калорифере 0,0026 м^2. Принимаем к установке по 2 калорифера в ряду и по 2 последовательно по воздуху. Антифриз одновременно направляем в два калорифера, и скорость в трубках будет:

$$W_{аф} = \frac{21780}{1050 \cdot 3600 \cdot 0{,}0026 \cdot 2} \quad 1{,}1 \text{ м/с},$$

что близко к предварительно принятому оптимальному значению скорости, и уточнений величин коэффициентов теплопередачи не делаем.

Проведенный подбор схемы обвязки трубопроводами теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников на базе калориферов типа КСк при их применении в системах утилизации с промежуточным теплоносителем - антифризом показал следующее:

- сечение ходов калориферов для прохода жидкости мало и не отвечает рациональным условиям обеспечения оптимальных скоростей жидкости при высоких расходах антифриза;

- необходимо рационально использовать калориферы типа КСк в системах утилизации с промежуточным теплоносителем при их изго-

товлении двухходовыми по жидкости, что позволит в моделях калориферов от 6 до 10 увеличить площадь сечения для прохода жидкости в три раза, а в моделях 11 и 12 увеличить в два раза;

- использование в системах утилизации двухходовых по жидкости калориферов типа КСк позволит выполнить обвязку трубопроводов для обеспечения противоточной схемы, а также сократит гидравлическое сопротивление калориферов;

- при реализации противоточной схемы для улучшения отвода конденсата в теплоизвлекающем теплообменнике холодный теплоноситель с температурой $t_{аф2}$ следует направлять в нижний последний по ходу выбросного воздуха теплообменник, где будет иметь место наиболее интенсивная конденсация влаги.

По формуле (7) вычисляем аэродинамическое сопротивление теплообменников:

по наружному воздуху

$$\Delta P_{п.н} = 7{,}4\ (2{,}05)^{1.71} \cdot 2 = 60\ \text{Па};$$

по удаляемому воздуху

$$\Delta P_{у} = 7{,}4\ (1{,}81)^{1.71} \cdot 2 = 50\ \text{Па}.$$

Как видно из построения на рис.4, в теплоизвлекающем теплообменнике будет иметь место конденсация влаги, что увеличит его аэродинамическое сопротивление. Для учета этого применим опытный коэффициент 1,35. Тогда действительное аэродинамическое сопротивление в теплоизвлекающем теплообменнике составит

$$\Delta P'_{у} = 50 \cdot 1{,}35 = 68\ \text{Па}.$$

Из построения на рис.4 следует, что в помещение актового зала в зону нахождения людей приточный наружный воздух должен поступать с температурой $t_{п.н} = 11^0$С. По условиям теплового комфорта температура поступающего в зону нахождения людей приточного воздуха не должна более чем на 4^0С быть ниже комфортного значения температуры воздуха в зоне обитания, которая для холодного периода года равна 20^0 [4]. Тогда по условиям теплового комфорта температура приточного воздуха может быть

$$t_{п} = 20 - 4 = 16^0\text{С}.$$

Для обеспечения теплового комфорта при воздухораспределении в системе приточной вентиляции используется эжекционный распределитель (см.рис.1), в котором благодаря смешению холодного приточного воздуха (точка ПН) и эжектируемого внутреннего воздуха (точка В) обеспечивается повышение температура воздуха до 16^0С (точка П). Применение эжекционного распределителя позволяет экономить энергию на подогреве приточного воздуха.

4. ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ВЫТЯЖНОГО ВОЗДУХА

Оценку энергетической эффективности систем утилизации тепло ты вытяжного воздуха рационально проводить путем вычисления показателей теплопреобразования и их сравнения для различных технических решений систем:

$$\eta_{ут} = \frac{Q_у}{\sum N_{ут}} \text{ кВт/кВт.} \qquad (18)$$

Общие затраты электроэнергии $\sum N_{ут}$, кВт. связанные с функционированием системы утилизации, вычисляются в соответствии с принятыми техническими решениями системы по формулам:

- затраты электроэнергии на преодоление аэродинамического сопротивления теплоизвлекающего теплообменника

$$\Delta N_{вн.у} = \frac{L_у \Delta P'_у}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{вн.у}}, \qquad (19)$$

- затраты электроэнергии на преодоление аэродинамического сопротивления теплоотдающего теплообменника

$$\Delta N_{вн.п.и} = \frac{L_{п.и} \Delta P_{п.и}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{вн.п.и}}. \qquad (20)$$

- затраты электроэнергии на функционирование насоса циркуляции теплоносителя - антифриза

$$\Delta N_{нас} = \frac{G_{аф} \Delta P_{нас}}{\rho_{аф} 3600 \cdot \eta_{н.а}}. \qquad (21)$$

Здесь $\eta_{вн.у}$; $\eta_{вн.п}$; $\eta_{нас}$ - КПД соответственно вытяжного и приточного вентиляторов, насоса;

$P_{нас}$ - давление насоса на преодоление гидравлических сопротивлений в системе, кПа.

Вычислим затраты электроэнергии на функционирование системы утилизации теплоты вытяжного воздуха, конструктивные элементы и показатели работы которой определены по расчетам в разд.3.

По формуле (19) определяем затраты электроэнергии на преодоление аэродинамического сопротивления теплоизвлекающего теплообменника

$$\Delta N_{вн.у} = \frac{18000 \cdot 68}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}65} = 0{,}52 \text{ кВт.}$$

По формуле (20) вычисляем затраты на преодоление аэродинамического сопротивления теплоотдающего теплообменника

$$\Delta N_{вн.п.и} = \frac{20000 \cdot 60}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}65} = 0{,}52 \text{ кВт.}$$

По формуле (21) рассчитаны затраты на преодоление гидравлического сопротивления в 120 кПа при перемещении насосом антифриза:

$$\Delta N_{\text{нас}} = \frac{21780 \cdot 120}{1050 \cdot 3600 \cdot 0.6} = 1.2 \text{ кВт}.$$

Суммарные затраты электроэнергии:

$$\sum N_{\text{ут}} = 0,52 + 0,52 + 1,2 = 2,24 \text{ кВт}.$$

По формуле (18) вычисляем показатель энергетической эффективности применения системы утилизации теплоты вытяжного воздуха при расчетном извлечении теплоты: $Q_{\text{у}} = 457380$ кДж/ч = 127 кВт:

$$\eta_{\text{ут}} = \frac{127}{2,24} = 56.7.$$

Полученная величина показателя энергетической эффективности более чем на порядок выше по сравнению с величиной показателя энергетической эффективности при использовании холодильных машин в режиме теплового насоса, что говорит о высокой энергетической целесообразности применения систем утилизации теплоты вытяжного воздуха с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя - антифриза.

Для выбора рационального конструктивного решения системы утилизации следует провести сравнение по энергетическим показателям нескольких возможных конструктивных решений теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников и режимов их работы.

5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА ДЛЯ КОСВЕННОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИТОЧНОГО НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

На рис.5 представлена принципиальная схема использования системы утилизации для охлаждения приточного наружного воздуха в теплый период года. Путем автоматического (или ручного) закрытия соленоидных вентилей 1 и открытия соленоидных вентилей 2 производится отключение от системы утилизации теплоизвлекающего теплообменника 3 в потоке вытяжного воздуха и включение в систему утилизации градирни 4 с орошаемым трубчатым теплообменником 5. Теплоотдающий теплообменник 6 в приточном агрегате в этом режиме использования системы утилизации становится охладительным теплообменником 6, соединенным через насос 7 и трубопроводы 8 с орошаемым трубчатым теплообменником 5.

В теплый период года требуется охлаждать приточный наружный воздух $I_{\text{п.н}}$. Использование режимов косвенного испарительного охлаждения позволяет значительно (до 4-х раз) сократить расходы электроэнергии на охлаждение по сравнению с использованием холо-

дильных машин. Поэтому энергетически целесообразно использовать систему утилизации в теплый период года в качестве средства для режимов косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха. Для реализации этого в систему утилизации включается аппарат для испарительного охлаждения антифриза $G_{аф}$, циркулирующего в системе утилизации от работы насоса 7 (см.рис.5) по соединительным трубопроводам 8. При открытых соленоидных вентилях 2 антифриз с температурой $t_{аф2}$ поступает в трубчатый теплообменник, который орошается рециркуляционной водой от работы насоса 9 градирни 4, а вентилятор градирни 4 продувает орошаемый трубчатый теплообменник 5 наружным воздухом $I_н$ с температурой по мокрому термометру $t_{м.н1}$, принять которую стремится орошаемая рециркуляционная вода. Если бы в теплообменнике 5 не проходил в трубках нагревшийся антифриз, то температура рециркулирующей, орошающей трубки теплообменника 5 воды была бы равна начальной температуре наружного воздуха по мокрому термометру $t_{м.н1}$. В режимах охлаждения приточного наружного воздуха в теплообменнике 6 происходит нагрев антифриза и его температура $t_{аф_2}$ становится выше $t_{м.н_1}$. Подогретый антифриз $G_{аф}$ поступает в трубки теплообменника 5 и через стенки трубок отдает тепло пленке орошающей воды. Для теплообменника 5 и градирни 4 справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$G_{аф}\, c_{аф}\, (t_{аф2} - t_{аф1}) = L_н\, \rho_н\, (i_{н2} - i_{н1}).$$

Охлажденный антифриз с температурой $t_{аф_1}$ поступает в трубки теплообменника 6, через который от работы приточного вентилятора проходит приточный наружный воздух $L_{пн}$ с более высокой начальной температурой $t_{н1}$, что обусловит его охлаждение, и для теплообменника 6 характерно следующее уравнение теплового баланса:

$$L_{п.н}\, \rho_{п.н}\, c_{п.н}\, (t_{н1} - t_{н2}) = G_{аф}\, c_{аф}\, (t_{аф2} - t_{аф1}). \qquad (22)$$

В условиях стационарного режима и пренебрежимо малых притоков тепла от окружающих систему утилизации источников в режимах косвенного испарительного охлаждения будет иметь место следующий баланс тепла:

$$L_{п.н}\, \rho_{п.н}\, c_{п.н}\, (t_{н1} - t_{н2}) = L_н\, \rho_н\, (i_{н2} - i_{н1}).$$

Теплотехническую эффективность режимов испарительного охлаждения антифриза в орошаемом теплообменнике оцениваем через показатель вида:

$$\theta_{таф} = \frac{t_{аф2} - t_{аф1}}{t_{аф2} - t_{мн}}. \qquad (23)$$

Численное значение показателей эффективности $\theta_{таф}$ находим по каталогам на конкретное оборудование. Для предварительных расчетов можно принять численное значение $\theta_{таф} = 0{,}5...0{,}53$, что отвечает современным конструкциям градирни с орошаемыми теплообменниками.

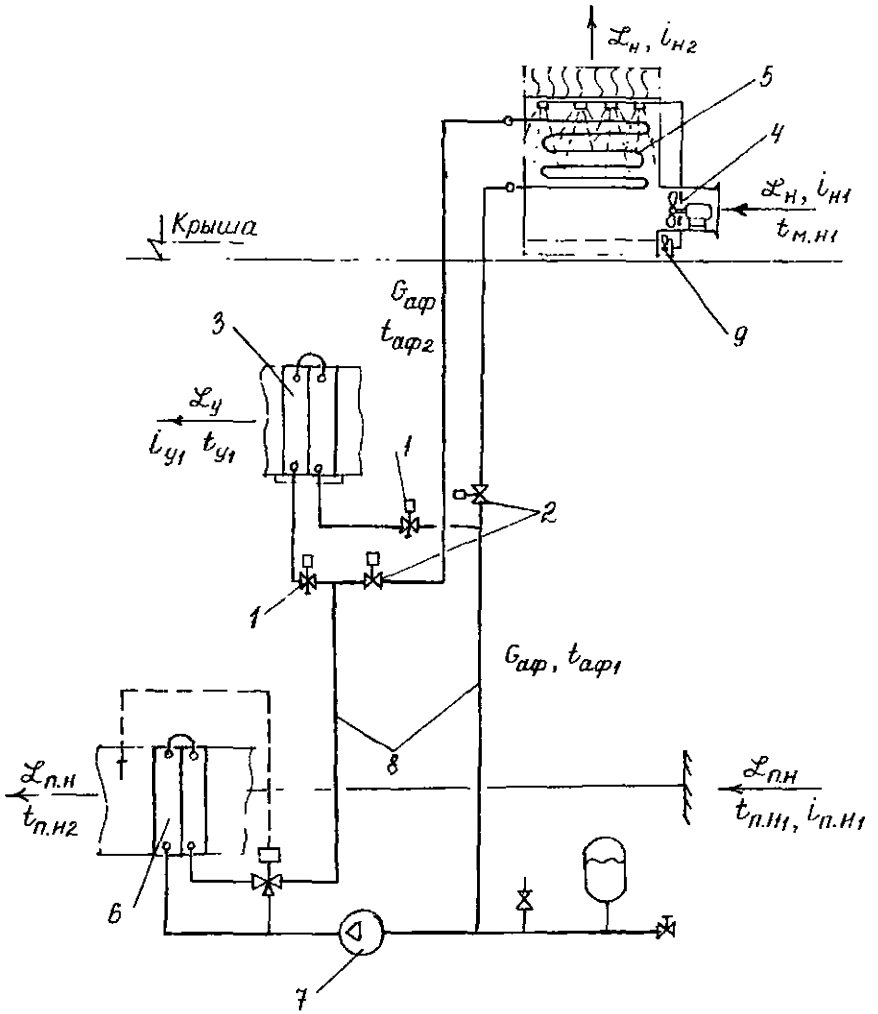


Рис.5. Принципиальная схема использования в теплый период года системы утилизации для косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха $t_{п.н}$

На рис.6 представлено построение на диаграмме влажного воздуха режима работы системы утилизации в теплый период года при параметрах Б для г. Москвы [3]. Расход приточного наружного воздуха и конструкция теплообменника 6 (см.рис.5) отвечают условиям расчета в разд.3.

В расчетных условиях теплого периода года параметры наружного воздуха по Б [4] следующие: температура 28,5^{0}С, энтальпия 54 кДж/кг,

температура по мокрому термометру 19^{0}С. Можно ожидать в градирне с орошаемым теплообменником понижения температуры антифриза на 1,5^{0}С по сравнению с температурой наружного воздуха по мокрому термометру:

$$t_{аф1} = t_{мн1} + 1,5\ ^0С$$

или для рассматриваемого примера:

$$t_{аф1} = 19 + 1,5 = 20,5\ ^0С.$$

По данным расчета режимов нагрева показатель теплотехнической эффективности теплообменника в приточном агрегате $0_{тпн} = 0,62$. В режиме охлаждения приточного наружного воздуха показатель теплотехнической эффективности имеет вид

$$0_{тп.н} = \frac{t_{п.н1} - t_{п.н2}}{t_{н.н1} - t_{аф1}} \qquad (24)$$

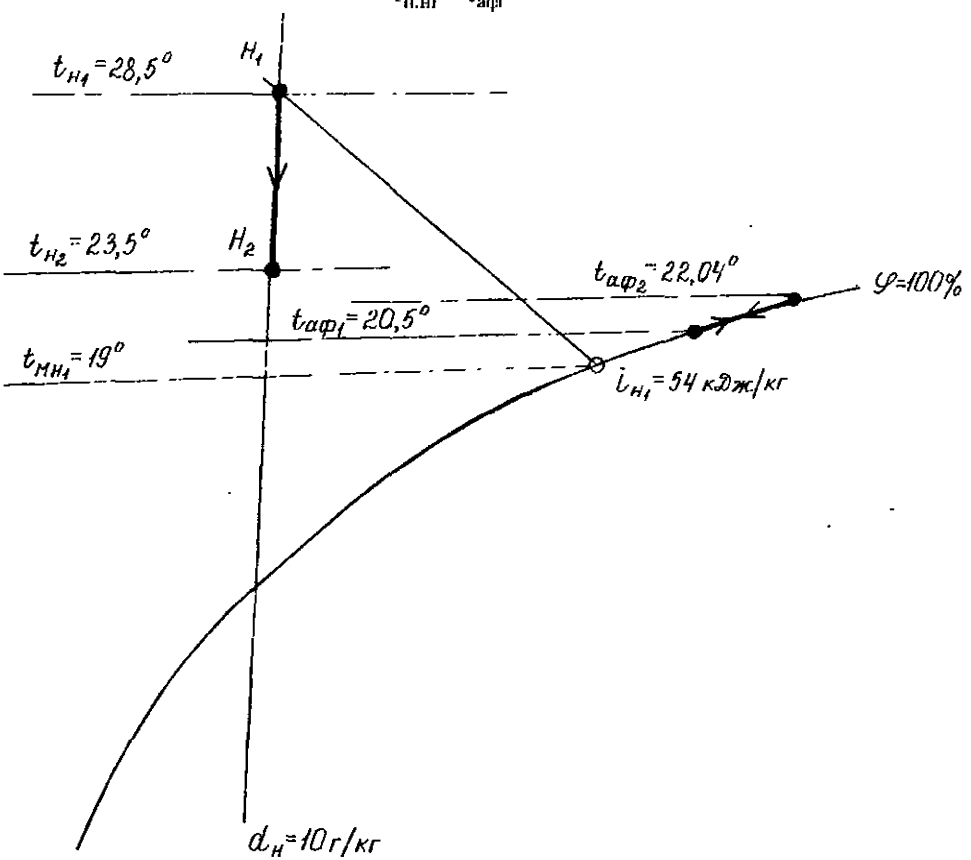


Рис.6. Построение на i-d-диаграмме расчетного режима использования системы утилизации в теплый период года для климата Москвы: H_1 - H_2 - режим косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха

Из преобразованного выражения (24) может быть вычислена неизвестная температура охлажденного приточного наружного воздуха, ^{0}С:

$$t_{п.н2} = t_{п.н1} - \theta_{тп.н} (t_{п.н1} - t_{аф1})$$

или для рассматриваемого примера:

$$t_{п.н2} = 28,5 - 0,62 (28,5 - 20,5) = 23,5\ ^0\text{С}.$$

Количество отводимого от приточного наружного воздуха тепла в режиме косвенного испарительного охлаждения вычисляется по формуле

$$Q_{п.н.к.и} = L_{п.н} \rho_{п.н} c_{п.н} (t_{п.н1} - t_{п.н2}).$$

Для рассматриваемого примера

$$Q_{п.п.к.и} = 20000 \cdot 1,2 \cdot 1(28,5 - 23,5) = 120000 \text{ кДж/ч}$$

или в кВт:

$$Q_{п.н.к.и} = \frac{120000}{3600} = 33 \text{ кВт}.$$

В системе утилизации, выбранной для холодного периода года, насос обеспечивает расход антифриза 21780 кг/ч. В режиме теплого периода года средняя температура этиленгликоля 22 ^{0}С и удельная теплоемкость 3,58 кДж/(кг · ^{0}С). Гидравлическое сопротивление сети системы утилизации в режиме теплого периода года примерно одинаково с этими показателями в режиме холодного периода, производительность по рециркулирующему антифризу одинакова. Вычислим перепад температур по антифризу в соответствии с уравнением теплового баланса (22):

$$\Delta t_{аф} = \frac{L_{п.н} \rho_{п.н} c_{п.н} (t_{н1} - t_{н2})}{G_{аф} c_{аф}}$$

или для рассматриваемого примера:

$$\Delta t_{аф} = \frac{120000}{21780 \cdot 3,58} = 1,54^0\text{С}.$$

Температура подогреваемого антифриза вычисляется по формуле:

$$t_{аф2} = t_{аф1} + \Delta t_{аф}$$

или для рассматриваемого примера:

$$t_{аф2} = 20,5 + 1,54 = 22,04\ ^0\text{С}.$$

Вычисляем по выражению (23) требуемую эффективность испарительного охлаждения антифриза в градирне с орошаемым трубчатым теплообменником:

$$\theta_{таф} = \frac{22,04 - 20,5}{22,04 - 19} = 0,51 .$$

В соответствии с требуемой эффективностью выбирается конкретная конструкция аппарата для косвенного испарительного охлаждения антифриза. Для рассматриваемого примера используем градирню с орошаемым теплообменником типа LSWA-20B итальянской фирмы "CCT-EVAPCO" с затратой энергетической мощности: на привод вен-

тилятора 4 кВт; на привод насоса рециркуляции орошающей воды 1,1 кВт.

Оценку энергетической эффективности режимов косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха проводим путем вычисления показателя

$$\eta_{к.и} \quad \frac{Q_{к.и}}{\sum N_{к.и}} \quad кВт/кВт. \qquad (25)$$

Суммарные затраты электроэнергии в рассматриваемых режимах косвенного испарительного охлаждения слагаются из следующих составляющих:

$\Delta N_{вк.пн}$ - затраты электроэнергии на преодоление аэродинамического сопротивления в приточном агрегате; для нашего случая равны затратам, полученным по расчету для режима нагрева и составляют 0,52 кВт.

$N_{нас}$ - затраты на работу насоса для циркуляции антифриза; одинаковы с расчетом для режима нагрева и равны 1,2 кВт.

$N_{вн.гр}$ - затраты на работу вентилятора для перемещения наружного воздуха через градирню; в подобранной выше градирне 4 кВт.

$N_{нас.гр}$ - затраты на работу насоса рециркуляции орошающей воды в градирне; для подобранной выше градирни 1,1 кВт.

Общие затраты электроэнергии составят:

$$\sum N_{ки} = 0{,}52 + 1{,}2 + 4 + 1{,}1 = 6{,}82 \text{ кВт}.$$

Показатель энергетической эффективности в расчетном режиме по (25) будет:

$$\eta_{ки} = \frac{33}{6{,}82} = 4{,}84 \text{ кВт/кВт}.$$

При использовании холодильных машин для охлаждения приточного воздуха показатель энергетической эффективности не более 2,6 [1]. Проведенный расчет показывает, что применение режима косвенного испарительного охлаждения позволяет в два раза сократить расход электроэнергии по сравнению с использованием холодильных машин.

Представленное на рис.6 построение относится только к режиму косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха. В зависимости от назначения системы кондиционирования воздуха (СКВ) или системы приточной вентиляции дальнейшие изменения параметров воздуха от точки $П_2$ могут производиться различными средствами. Для СКВ в административно-общественных зданиях, как правило, требуется дальнейшее понижение температуры и энтальпии приточного наружного воздуха до параметров притока не ниже $t_{п.и} = 17^0$С. Для подачи в помещение приточного воздуха с температурой 17^0С рационально применить эжекционные воздухораспределители,позволяющие подавать смесь приточного воздуха с температурой

$t_п$ = 21^{0}С непосредственно в зону нахождения людей. В таких СКВ расчетная потребность в холоде на охлаждение приточного наружного воздуха будет на 50 % обеспечиваться методом косвенного испарительного охлаждения и 50 % от работы холодильных машин.

В СКВ промышленных зданий типа цехов текстильных предприятий, требующих по технологии производственного процесса поддержания в рабочей зоне высокой относительной влажности воздуха, рационально в качестве второй ступени использовать эжекционные распределители-увлажнители типа ЭВУ. В аппаратах типа ЭВУ адиабатно увлажняется эжектируемый внутренний и приточный воздух. Это позволяет одновременно обеспечить повышение влажности и снижение температуры приточного воздуха без дополнительных затрат энергии. В этих СКВ режим косвенного испарительного охлаждения, представленный на рис.6, является основным и достаточным средством понижения температуры и энтальпии приточного наружного воздуха.

Существенным преимуществом метода косвенного испарительного охлаждения является естественное возрастание охладительной способности аппаратов, представленных, например, на схеме рис.5, в условиях, когда температура наружного воздуха в жаркие дни превышает расчетные значения по параметрам Б [4]. При применении в СКВ административно-общественного здания только холодильных машин их расчетная мощность выбирается для охлаждения приточного наружного воздуха от начальной температуры 28,5^{0}С по параметрам Б для Москвы до конечной температуры 16^{0}С. В жаркие дни при повышении температуры наружного воздуха до 36^{0}С охлаждение приточного наружного воздуха будет осуществляться от работы холодильных машин на тот же расчетный перепад 12^{0}С и понижение будет от 36 до 23,5^{0}С. В помещении температура повысится на 6-7^{0}С, что вызывет многочисленные жалобы на плохую работу СКВ в жаркие дни.

Устранение этого недостатка достигается применением в СКВ методов косвенного испарительного охлаждения в сочетании с концевым охлаждением от работы холодильных машин. Так, например, при повышении в Москве температуры наружного воздуха до 36 ^{0}С, одновременно снижается его влагосодержание и температура по мокрому термометру будет близка к 17,4^{0}С. В этих условиях аппараты в схеме по рис. 5, рассчитанные выше, будут обеспечивать следующий режим охлаждения:

$-t_{п.н2} = 36 \cdot 0{,}62(36 - 20) = 26\ ^0С;$

$-Q_{ки} = 20\ 000 \cdot 1{,}2 \cdot 1\ (36 - 20) = 238000$ кДж/ч

или $$Q_{ки} = \frac{238000}{3600} = 66\ кВт;$$

$$-\Delta t_{аф} = \frac{238000}{21780 \cdot 3.58} = 3^0С;$$

$$-t_{аф2} = 20 + 3 = 23\ ^0С;$$

$$\theta_{1аф} = \frac{23 - 20}{23 - 17,4} = 0,53;$$

$$\eta_{ки} = \frac{66}{6,82} = 9,68 \text{ кВт/кВт},$$

что в два раза выше по сравнению с расчетным режимом.

Приведенный расчет показывает, что энергетическая эффективность режимов косвенного испарительного охлаждения возрастает с увеличением температуры наружного воздуха и снижением его влажности.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

L - объемный расход воздуха, $м^3/с$ ($м^3/ч$);
t - температура воздуха, ^0C;
i - энтальпия воздуха, кДж/кг;
d - влагосодержание воздуха, г/кг;
φ - относительная влажность воздуха, %;
ρ - объемная плотность, $кг/м^3$;
c - теплоемкость, кДж/(кг · ^0C) или Дж/(кг · ^0C);
G - массовый расход жидкости, кг/с (кг/ч);
k - коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot {}^0C)$;
F - поверхность теплообмена, $м^2$;
(Vρ) - массовая скорость воздуха, $кг/(м^2 \cdot с)$;
w - скорость жидкости в трубках, м/с;
θ_t - показатель относительных перепадов температур;
Fo - критерий Фурье для теплообменника.
W - показатель отношения теплоемкостей потоков по восприятию явного тепла в теплообменнике.

ИНДЕКСЫ:

у - удаляемый; п.н - приточный наружный; п - приточный; в - внутренний в рабочей зоне; р - точки росы; аф - аитифриз; ґ - поверхность оребрения; цифры 1 и 2 - начальные и конечные параметры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кокорин О.Я.** Установки кондиционирования воздуха.- М.: Машиностроение, 1978.

2. **Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В.** Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. - М.: Стройиздат, 1985.

3. Справочник проектировщика. Ч.2. Вентиляция. - М.: Стройиздат, 1987.

4. СНиП 2.04.05-91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха /Минстрой России. - М.: ТП ЦПП, 1994.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие положения.....1
2. Методика инженерного расчета теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников и режимов их работы в системе утилизации теплоты вытяжного выбросного воздуха с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя - антифриза.....3
3. Пример расчета теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников и режимов их функционирования в системе утилизации с промежуточным теплоносителем - антифризом.....11
4. Оценка энергетической эффективности системы утилизации вытяжного воздуха.....17
5. Использование системы утилизации в теплый период года для косвенного испарительного охлаждения приточного наружного воздуха.....18

ПОДБОР ТЕПЛОИЗВЛЕКАЮЩЕГО И ТЕПЛООТДАЮЩЕГО ТЕПЛООБМЕННИКОВ И РЕЖИМОВ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ В СИСТЕМЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ВЯТЯЖНОГО ВЫБРОСНОГО ВОЗДУХА С НАСОСНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ - АНТИФРИЗА

Редактор *А.К.Смирнова*
Технический редактор *С.М.Сивоконева*

Лицензия ЛР № 020675 от 09.12.92 г.

Подписано в печать 14.07.97г. Формат 60x84 1/16 Печать офсетная
И-25 Объем 1,75 п.л. Т.200 Заказ 118

Московский государственный строительный университет.
Типография МГСУ. 129337, Москва, Ярославское ш., 26