



А.Г. Аверкин

scan [Andersen]  
clean&djvu [xn7]  
work for MyIPPEEF.ru  
& ТМПУ(МЭИ)



# Примеры и задачи

по курсу  
«Кондиционирование воздуха и  
холодоснабжение»

2-е издание, исправленное и дополненное

Допущено Министерством образования Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» направления подготовки дипломированных специалистов «Строительство»



Издательство Ассоциации строительных вузов  
Москва 2003 г.  
Пенза 2003 г.

УДК 697.94(075.8)  
ББК 38.762.3  
А 19

**Рецензенты:**

кафедра отопления и вентиляции Воронежского государственного архитектурно-строительного университета (д. т. н., проф. *А.И. Скрытник*);  
*В.Е. Кривулина*, главный специалист по отоплению и вентиляции  
ПО ГИПРОМАШ (г. Пенза)

**Аверкин А.Г.**

А19 Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»: Учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство АСВ, 2003. - 126 с.

ISBN 5-93093-199-2

Изложены методики расчета систем кондиционирования воздуха с применением *I-d*-диаграммы, приведены примеры и задачи по тепловлажностной обработке воздуха, расчету оборудования.

Пособие предназначено для студентов специальности 290700 при изучении курса «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение».

ISBN 5-93093-199-2

© Издательство АСВ, 2003 г.  
© ПензГАСА, 2003 г.  
© Аверкин А.Г., 2003 г.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемое учебное пособие посвящено вопросам тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования.

В основу изложения учебного материала принят графоаналитический метод построения и расчета систем кондиционирования с применением *I-d*-диаграммы влажного воздуха.

Вопросы сгруппированы по разделам. Каждый раздел начинается с краткого изложения теоретического материала, затем приводится типовой пример с решением, в конце раздела – контрольные задачи. Примеры с решением позволяют облегчить усвоение учебных вопросов и создать необходимую базу для основы проектирования систем кондиционирования воздуха (СКВ).

В качестве контрольных задач отобраны комплекты примеров, которые предлагались на региональных, всероссийских олимпиадах по специальности 290700, а также использовались в процессе преподавания курса в Пензенской государственной архитектурно-строительной академии.

В приложении приведена контролирующая и обучающая программа по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение». Она содержит 105 вопросов и по 3...4 ответа на каждый из них. Один из приведенных вопросов – правильный (для некоторых вопросов могут быть два верных ответа). Данную программу можно использовать для текущего, выходного, остаточного контроля оценки знаний студентов, а также – для самостоятельной работы.

Автор примет с благодарностью все замечания и пожелания, направленные на улучшение данного пособия.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВОЗДУХЕ

## 1.1. Основные свойства влажного воздуха

Окружающий нас атмосферный воздух является смесью сухого воздуха с водяным паром. Эту смесь называют влажным воздухом.

Влажный воздух оценивают по следующим основным параметрам:

- температуре по сухому термометру  $t_c$ , °С;
- температуре по мокрому термометру  $t_m$ , °С;
- температуре точки росы  $t_p$ , °С;
- влагосодержанию  $d$ , г/кг;
- относительной влажности  $\varphi$ , %;
- абсолютной влажности  $e$ , кг/м<sup>3</sup>;
- удельной энтальпии  $I$ , кДж/кг;
- удельной теплоемкости  $c$ , кДж/(кг·К);
- парциальному давлению водяных паров  $P_n$ , Па;
- барометрическому давлению  $P_b$ , Па и др.

Ниже приведены краткие характеристики параметров влажного воздуха и расчетные уравнения.

*Температура воздуха по сухому термометру  $t_c$*  характеризует степень его нагрева.

*Температурой воздуха по мокрому термометру  $t_m$*  называется температура, до которой нужно охладить воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении начальной энтальпии воздуха.

*Температура точки росы воздуха  $t_p$*  – температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания.

*Влагосодержание воздуха  $d$*  – это количество водяного пара в г (или кг), приходящееся на 1 кг сухой части влажного воздуха.

*Относительная влажность воздуха  $\varphi$*  характеризует степень насыщенности воздуха водяными парами. Это отношение массы водяных паров, содержащихся в воздухе к максимально возможной их массе в воздухе при тех же условиях, то есть температуре и давлении, и выраженное в процентах. Другая формулировка, относительная влажность воздуха – это отношение парциального давления водяных паров во влажном воздухе данного состояния к парциальному давлению насыщенного водяного пара при той же температуре, давлении и выраженное в процентах. Насыщенное состояние влажного воздуха – состояние, при котором воздух насыщен водяными парами до предела, для него  $\varphi = 100\%$ .

*Абсолютная влажность воздуха  $e$*  – это количество водяных паров в г, содержащихся в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха. Численно абсолютная влажность воздуха равна плотности влажного воздуха.

*Удельная энтальпия влажного воздуха* – количество теплоты, необходимое для нагревания от 0 °С до данной температуры такого количества влажного воздуха, сухая часть которого имеет массу 1 кг. Энтальпия влажного воздуха складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяных паров.

*Удельная теплоемкость влажного воздуха  $c$*  – теплота, которую надо затратить на один килограмм влажного воздуха, чтобы повысить температуру его на один градус Кельвина.

*Парциальное давление водяных паров  $P_n$*  – давление, под которым находятся водяные пары в влажном воздухе. Согласно закону Дальтона применительно к влажному воздуху: полное *барометрическое давление* равно сумме парциальных давлений водяного пара и сухого воздуха.

Основные расчетные формулы:

➤ барометрическое давление

$$P_b = P_{c.v} + P_n. \quad (1.1)$$

Характеристические уравнения:

а) для сухой части воздуха

$$P_{c.v} \cdot V = G_{c.v} \cdot R_{c.v} \cdot T; \quad (1.2)$$

б) для влажного воздуха

$$P_n \cdot V = G_{v.n} \cdot R_{v.n} \cdot T; \quad (1.3)$$

➤ влагосодержание

$$d = \frac{G_{v.v}}{G_{c.v}} = 0,623 \frac{P_n}{P_b - P_n} = 0,623 \frac{\varphi P_n}{P_b - \varphi P_n}; \quad (1.4)$$

➤ абсолютная влажность

$$e = \frac{G_{v.n}}{V} = \frac{P_n}{R_{v.n} \cdot T}; \quad (1.5)$$

➤ относительная влажность

$$\varphi = \frac{P_n}{P_n} \cdot 100 \% = \frac{e}{e_{\max}} \cdot 100 \%; \quad (1.6)$$

➤ энтальпия

$$I = I_{c.v} + I_{v.n} = 1,005t + (2500 + 1,8t) \cdot d \cdot 10^{-3}; \quad (1.7)$$

$$\rho_{с.в} \approx \rho_{в.в} \approx \frac{353}{T} \quad (1.8)$$

## 1.2. *I-d*-диаграмма влажного воздуха

В 1918 г. профессором Л.К. Рамзиным разработана *I-d*-диаграмма влажного воздуха. В настоящее время она нашла широкое применение в инженерной практике при расчетах сушки, вентиляции, кондиционирования воздуха. Ее применение на стадии проектирования типовых процессов позволяет уменьшить трудоемкость и продолжительность операций.

*I-d*-диаграмма построена в косоугольной системе координат (рис. 1.1).

Основными осями являются ось ординат, по которой отложены значения энтальпий  $I$ , кДж/кг, сухого воздуха, и ось абсцисс, по которой отложены значения влагосодержаний, г/кг, сухого воздуха (рис. 1.1). Угол между осями составляет  $135^\circ$ . Это позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, т.е. увеличить рабочую площадь диаграммы. Однако на практике *I-d*-диаграмма влажного воздуха представляется в виде прямоугольной системы координат (для удобства), в ней осью абсцисс является вспомогательная горизонтальная прямая  $d$ , на которую в некотором масштабе снесены значения влагосодержаний с основной оси.

На диаграмму нанесены изолинии для воздуха:

- линии постоянных температур;
- линии постоянных влагосодержаний;
- линии постоянных энтальпий;
- линии постоянных относительных влажностей.

В нижней части *I-d*-диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Ось ординат этого графика является шкалой парциального давления водяного пара  $P_n$ .

По контуру *I-d*-диаграммы нанесена шкала угловых коэффициентов лучей процессов изменения состояния воздуха (шкала тепловлажностных отношений).

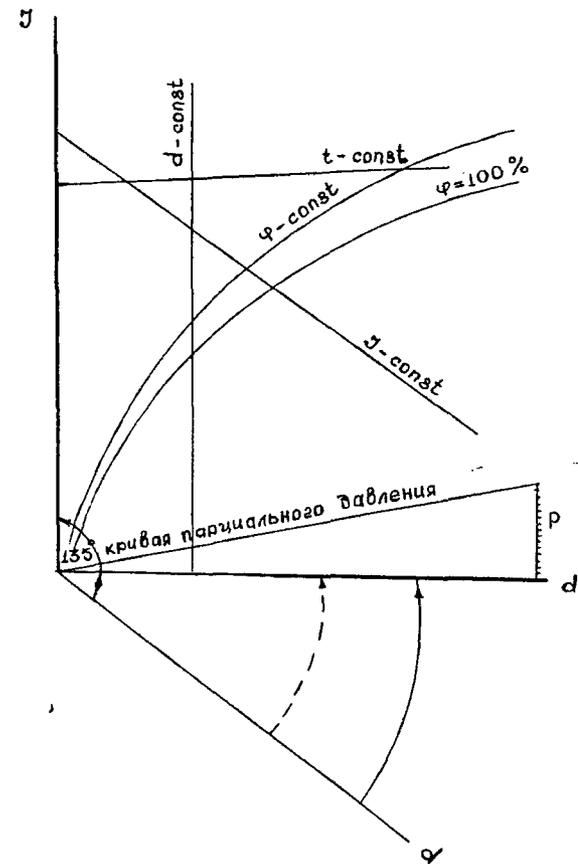


Рис. 1.1. Изолинии *I-d*-диаграммы влажного воздуха

Все поле диаграммы линией  $\phi = 100\%$  разделено на две части. Выше этой линии расположена область ненасыщенного влажного воздуха. Линия  $\phi = 100\%$  соответствует состоянию воздуха, насыщенного водяными парами. Ниже расположена область перенасыщенного состояния воздуха (состояние тумана). Данная область не представляет интереса для СКВ и поэтому является нерабочей частью диаграммы.

Каждая точка на *I-d*-диаграмме соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха.

Линия на *I-d*-диаграмме отвечает процессу тепловлажностной обработки воздуха.

Рабочий вариант *I-d*-диаграммы влажного воздуха приведен на рис. 1.2.

### 1.3. Процессы нагрева, охлаждения и смешения воздуха

На  $t$ - $d$ -диаграмме влажного воздуха процессы нагрева, охлаждения воздушной среды изображаются лучами по  $d$ -const (рис. 1.3).

t-d диаграмма влажного воздуха (P<sub>г</sub> = 760 мм рт. ст.)

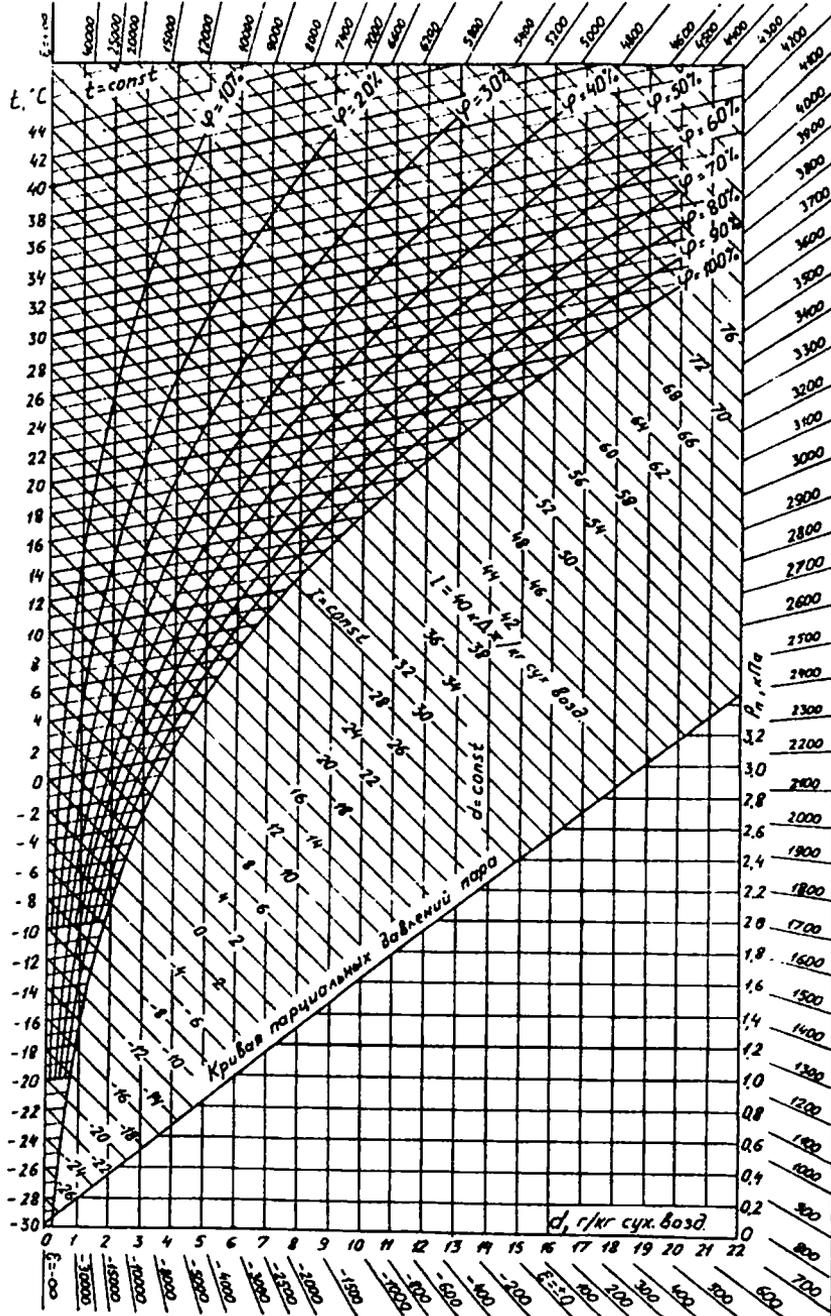


Рис. 1.2.  $t$ - $d$ -диаграмма влажного воздуха

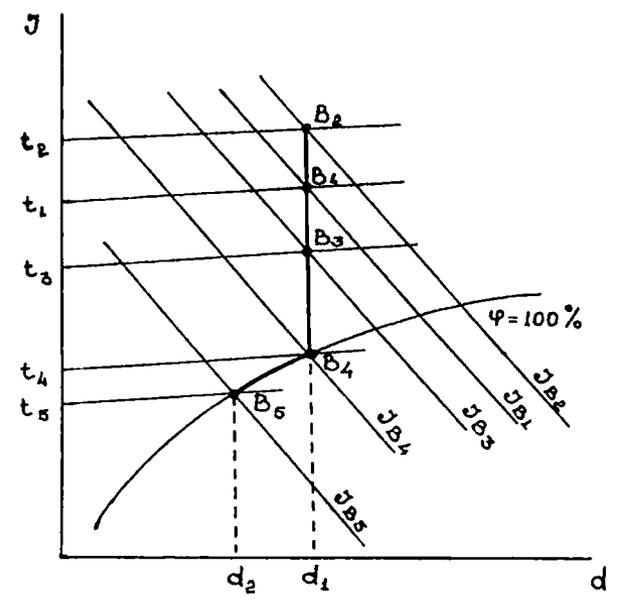


Рис. 1.3. Процессы сухого нагрева и охлаждения на  $t$ - $d$ -диаграмме:  
 $B_1B_2$  – сухой нагрев;  $B_3B_4$  – сухое охлаждение;  
 $B_1B_4B_5$  – охлаждение с осушением воздуха

Процессы сухого нагрева и сухого охлаждения воздуха на практике осуществляют, применяя теплообменники (воздухонагреватели, калориферы, воздухоохладители).

Если влажный воздух в теплообменнике охлаждается ниже точки росы, процесс сопровождается выпадением конденсата на поверхности, и охлаждение воздуха сопровождается его осушкой (см. рис. 1.3).

Расход теплоты в теплообменнике на нагрев воздуха массой  $G$ , имеющего параметры  $t_1, d_1$ , до состояния  $t_2, d_2$  (см. рис. 1.3) определяется по уравнению

$$Q = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = G(i_{B_2} - i_{B_1}). \quad (1.9)$$

Расход холода при охлаждении воздуха от состояния  $B_1(t_1; d_1)$  до состояния  $B_3(t_3; d_3)$  определяют по уравнению

$$Q_{хол} = G \cdot c(t_1 - t_3) = G(i_{B_1} - i_{B_3}). \quad (1.10)$$

Количество конденсата, образующегося при осушке воздуха от состояния  $B_1(t_1; d_1)$  до состояния  $B_2(t_2; d_2)$ , рассчитывают по уравнению

$$W_k = G(d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}. \quad (1.11)$$

Процессы смешения влажного воздуха изображаются на  $I-d$ -диаграмме прямой линией, соединяющей исходные состояния смешиваемого воздуха. Причем параметры смеси определяют по т. С, лежащей на этой прямой (рис. 1.8).

#### 1.4. Примеры

• **Пример 1.1.** Определить влагосодержание, энтальпию, плотность влажного воздуха при  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 60\%$ ,  $P_6 = 0,098$  МПа (1 кгс/см<sup>2</sup>).

**Решение.** Влагосодержание воздуха в соответствии с формулой (1.4) равно:

$$d = 0,623 \frac{0,60 \cdot 0,0238}{1 - 0,60 \cdot 0,0238} = 0,009 \text{ кг/кг (9 г/кг)},$$

где 0,0238 кгс/см<sup>2</sup> – давление насыщенного пара при  $t = 20^\circ\text{C}$  (прил. 2).

Энтальпия воздуха составит по формуле (1.7):

$$I = 1,005 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 42,9 \text{ кДж/кг}.$$

Плотность воздуха по формуле (1.8) равна:

$$\rho_{в.в} \approx \frac{353}{20 + 273} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

• **Пример 1.2.** Определить параметры влажного воздуха, если он имеет температуру по сухому термометру  $20^\circ\text{C}$  и влагосодержание 4 г/кг.

**Решение.** На  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха находим изотерму  $20^\circ\text{C}$  и линию влагосодержания 4 г/кг, на пересечении которых определится т. В, отвечающая состоянию данного воздуха (рис. 1.4).

Остальные параметры влажного воздуха равны: относительная влажность  $\varphi = 28\%$ , энтальпия  $I = 30,2$  кДж/кг, парциальное давление водяных паров  $P_n = 0,65$  кПа, температура мокрого термометра  $t_m = 10,5^\circ\text{C}$ , температура точки росы  $t_p = 0,8^\circ\text{C}$ .

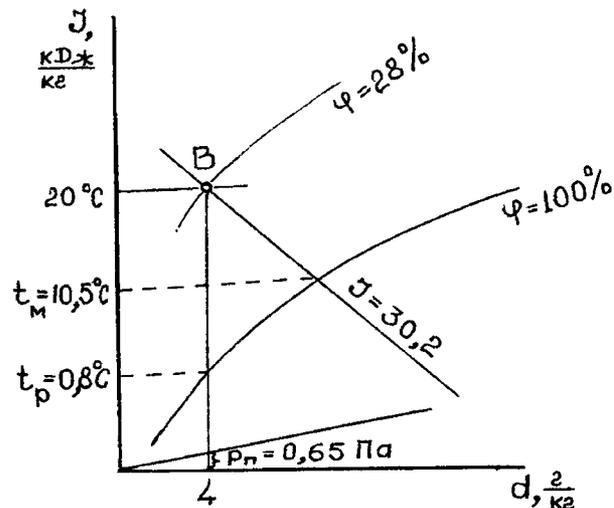


Рис. 1.4. Определение параметров воздуха на  $I-d$ -диаграмме

• **Пример 1.3.** Определить относительную влажность воздуха, если температура точки росы воздуха равна  $4^\circ\text{C}$ , температура мокрого термометра равна  $12^\circ\text{C}$ .

**Решение** приведено на рис. 1.5, откуда видно, что относительная влажность воздуха равна 32%.

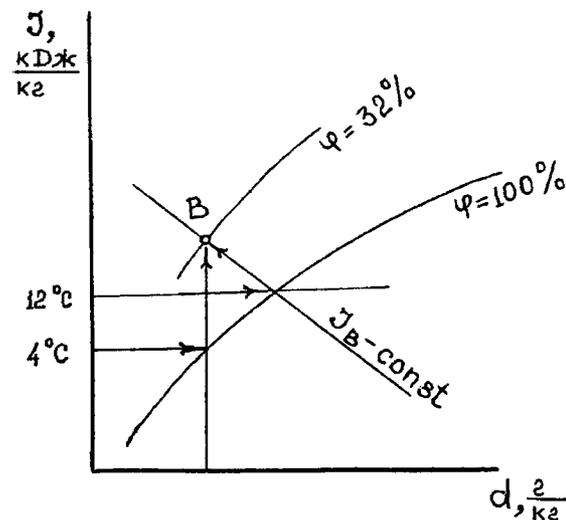


Рис. 1.5. Определение состояния влажного воздуха на  $I-d$ -диаграмме

• **Пример 1.4.** Воздух, имеющий параметры  $\varphi = 40\%$ ,  $t = 22^\circ\text{C}$  и расход  $1000\text{ кг/ч}$ , нагревается в поверхностном теплообменнике до  $t = 38^\circ\text{C}$ .

Определить энтальпию и относительную влажность воздуха после нагрева и расход израсходованной теплоты. Изобразить процесс на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха.

**Решение.** Процесс нагрева воздуха изображается в виде линии  $B_n B_k$  по линии  $d = \text{const}$  (рис. 1.6). Видно, что параметры нагретого воздуха  $\varphi = 17\%$ ,  $I_{B_k} = 55\text{ кДж/кг}$ .

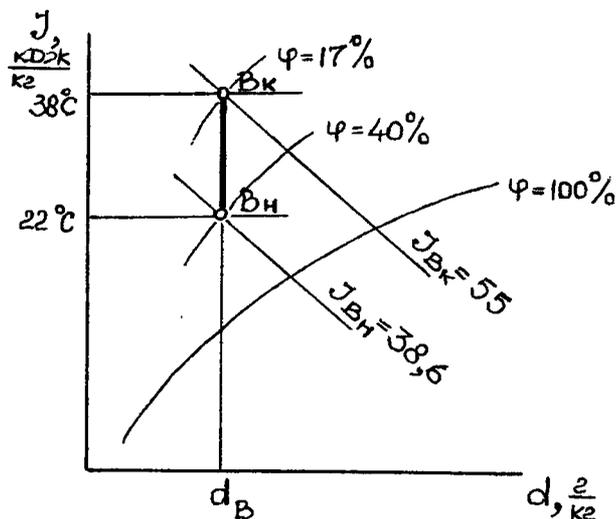


Рис. 1.6. Сухой нагрев воздуха

Расход теплоты на нагрев воздуха по формуле (1.9):

$$Q = 1000 (55 - 38,6) = 16400\text{ кДж/ч (4,56 кВт)}.$$

• **Пример 1.5.** Воздух с параметрами  $\varphi = 40\%$ ,  $t = 22^\circ\text{C}$  охлаждается в поверхностном теплообменнике до  $t = 5^\circ\text{C}$  (рис. 1.7).

Определить расход холода и количество сконденсировавшейся влаги, если количество воздуха равно  $1000\text{ кг/ч}$ .

Процесс охлаждения воздуха изобразить на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха.

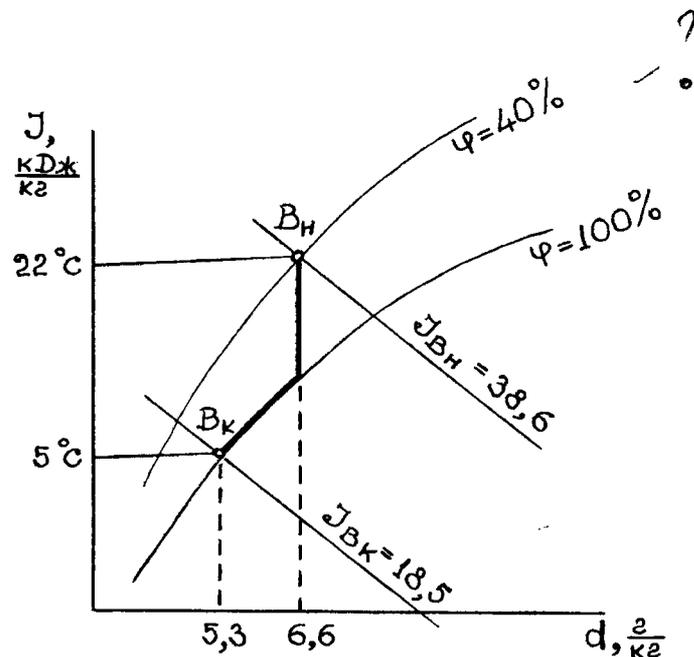


Рис. 1.7. Охлаждение воздуха

**Решение.** Расход холода по формуле (1.10):

$$Q_{\text{хол}} = 1000 (38,6 - 18,5) = 20100\text{ кДж/ч}.$$

Количество сконденсированных водяных паров по формуле (1.11):

$$W_k = 1000 (6,6 - 5,3) \cdot 10^{-3} = 1,3\text{ кг/ч}.$$

• **Пример 1.6.**  $1\text{ кг}$  воздуха  $A$  ( $\varphi = 50\%$ ,  $d = 5\text{ г/кг}$ ) смешивается с  $4\text{ кг}$  воздуха  $B$  ( $I = 48\text{ кДж/кг}$ ,  $t = 20^\circ\text{C}$ ). Определить параметры смешанного воздуха  $\varphi_c$  и  $I_c$ .

**Решение.** Для решения воспользуемся  $I-d$ -диаграммой влажного воздуха.

Определим положение т.  $A, B$  на  $I-d$ -диаграмме (рис. 1.8)

Проводим прямую линию  $AB$ . Разделим отрезок  $AB$  на 5 частей ( $\frac{4\text{ кг}}{1\text{ кг}} + 1 = 5$ ) и отложим одну часть от т.  $B$  (или четыре части от т.  $A$ ), это и

определил положение т.  $C$  (состояние смешанного воздуха).

Для т.  $C$  находим  $\varphi_c \approx 73\%$ ,  $I_c \approx 43,7\text{ кДж/кг}$ .

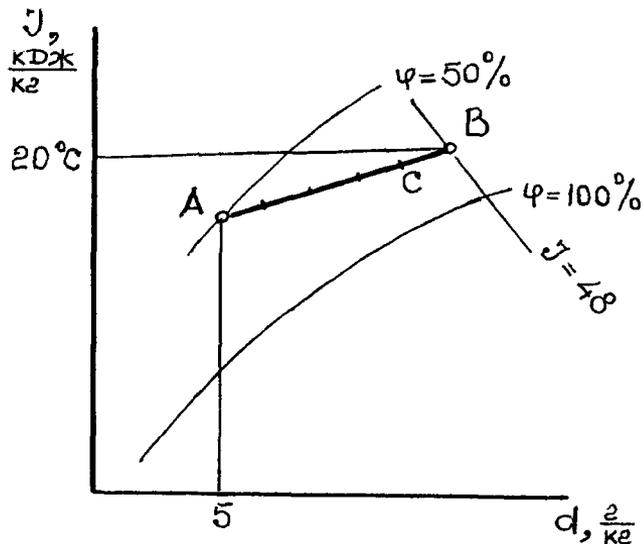


Рис. 1.8. К примеру 1.3.6

Укажем также на другой способ решения данного примера.

Точку  $C$  на прямой  $AB$  можно определить по вычисленному значению энтальпии смеси  $I_C$  или влагосодержания смеси  $d_C$ . Для этого нужно составить уравнение теплового баланса (а) или уравнение материального баланса по водяным парам (б):

$$G_A I_A + G_B I_B = (G_A + G_B) I_C \quad (а)$$

или

$$G_A d_A + G_B d_B = (G_A + G_B) d_C, \quad (б)$$

где  $G_A, G_B$  – масса воздуха  $A$  и  $B$ , соответственно, кг;

$I_A, I_B, I_C$  – энтальпия воздуха  $A, B, C$ , соответственно, кДж/кг;

$d_A, d_B, d_C$  – влагосодержание воздуха  $A, B$  и  $C$ , соответственно.

Из уравнения (а) находим

$$I_C = \frac{G_A I_A + G_B I_B}{G_A + G_B}. \quad (в)$$

Из рис. 1.8 определим  $I_A = 26,6$  кДж/кг ( $I_B = 48$  кДж/кг по условию примера):

$$I_C = \frac{1 \cdot 26,6 + 4 \cdot 48}{1 + 4} = 43,7 \text{ кДж/кг.}$$

На пересечении линии  $AB$  с изохорой  $I_C = 43,7$  кДж/кг определится т.  $C$  – состояние смешанного воздуха.

Как указывалось выше, определить положение т.  $C$  можно также по  $d_C$ .

Из уравнения (б)

$$d_C = \frac{G_A d_A + G_B d_B}{G_A + G_B}, \quad (г)$$

$$d_C = \frac{1 \cdot 5 + 4 \cdot 11}{1 + 4} = 9,8 \text{ г/кг.}$$

Восстановив перпендикуляр из  $d = 9,8$  г/кг до пересечения с прямой  $AB$ , найдем т.  $C$ . Из рис. 1.8 видно, что положение т.  $C$  не меняется.

### 1.5. Контрольные задачи

1.1. Воздух имеет параметры  $t_c = 18$  °С,  $\phi = 40\%$ . Определить температуру "точки росы" и температуру мокрого термометра.

1.2. В результате замеров, произведенных с помощью психрометра, получены следующие значения температур:  $t_c = 22$  °С,  $t_m = 18$  °С. Определить остальные параметры воздуха ( $\phi, I, d, t_p, P_n$ ).

1.3. Воздух внутри помещения имеет  $t_c = 25$  °С,  $t_p = 10$  °С. Определить остальные параметры влажного воздуха ( $\phi, I, d, t_m, P_n$ ).

1.4. 2 кг воздуха ( $\phi = 50\%$ ,  $t = 20$  °С) смешивается с 8 кг воздуха ( $t = 0$  °С,  $d = 1$  г/кг). Определить параметры смешанного воздуха  $t_{см}$  и  $\phi_{см}$ .

1.5. Воздух с параметрами  $t_{c1} = 10$  °С,  $I_1 = 15$  кДж/кг смешивается с воздухом, имеющим параметры  $t_{c2} = 18$  °С,  $\phi_2 = 90\%$ . Определить параметры смеси, если воздуха в точке 2 в два раза больше, чем в точке 1.

1.6. Найти влагосодержание влажного воздуха при  $t = 30$  °С,  $\phi = 50\%$ , и барометрическом давлении 740 мм рт. ст. аналитическим методом и определить ошибку при расчете этого влагосодержания с помощью  $I$ - $d$ -диаграммы, построенной для  $P_b = 760$  мм рт. ст. (см. рис. 1.2).

1.7. Могут ли температура мокрого термометра и температура точки росы воздуха быть равны друг другу?

1.8. Наружный воздух в количестве 100 000 кг/ч с параметрами  $t_{c1} = 10$  °С,  $\phi = 60\%$  нагревается до  $t = 15$  °С в поверхностном воздухонагревателе. Определить относительную влажность нагретого воздуха и расход тепла.

• 1.9. Воздух в количестве 20000 кг/ч с параметрами  $t = 26\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 60\%$  охлаждается до  $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ . Определить расход холода и относительную влажность охлажденного воздуха.

• 1.10. Исходя из условий задачи 1.9, определить дополнительный расход холода и количество выпавшего конденсата, если воздух будет доохлажден до  $t = 10\text{ }^\circ\text{C}$ .

! 1.11. Наружный воздух с параметрами  $t_c = 0\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 80\%$  перевести в состояние  $t_c = 20\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 90\%$  с помощью подогрева и адиабатического увлажнения. Изобразите процессы на  $I-d$ -диаграмме. *Спросить*

## 2. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ

### 2.1. Криволинейный треугольник

Возможные направления процессов взаимодействия воздуха и воды можно представить графически на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха в области криволинейного треугольника  $A.1.7$  (рис. 2.1).

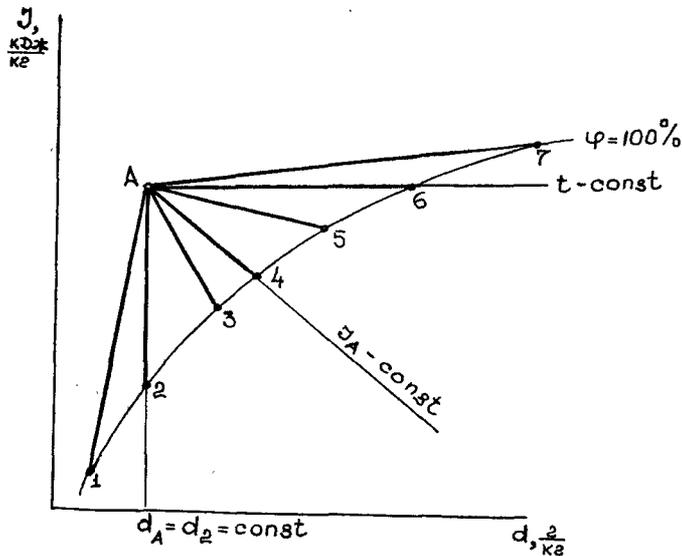


Рис. 2.1. Изображение на  $I-d$ -диаграмме возможных процессов взаимодействия воздуха с водой постоянной температуры

Здесь одной стороной является кривая  $\varphi = 100\%$ , а двумя другими – касательные к этой кривой, проведенные из т.  $A$ , характеризующей начальное состояние воздуха. Любой процесс взаимодействия воздуха с водой постоянной температуры будет изображен в виде луча, находящегося в пределах этого треугольника, так как ни один луч, выходящий из т.  $A$  вне треугольника, не может пересечься с кривой  $\varphi = 100\%$ .

Направление луча процесса зависит от сопоставления температуры воздуха ( $t_c$ ,  $t_m$ ,  $t_p$ ) и температуры воды  $t_w$ .

При  $t_w > t_c$  процесс взаимодействия воды и воздуха изобразится линией  $A7$ , то есть он сопровождается увеличением температуры, энтальпии и влагосодержания воздуха.

При  $t_w = t_c$  имеет место процесс  $A6$  – изотермическое увлажнение воздуха. Также отметим, что изотермическое увлажнение воздуха можно осуществить при подаче водяного пара (п. 3.8).

При  $t_m < t_w < t_c$  процесс изображается линией  $A5$ . В этом случае энтальпия и влагосодержание воздуха увеличивается, а температура уменьшается.

При  $t_w = t_m$  процесс соответствует лучу  $A4$ , то есть адиабатическому увлажнению и охлаждению воздуха. На практике данный процесс имеет место при использовании рециркуляционной воды в ОКФ. *спросить на полог*

При  $t_p < t_w < t_m$  изменение состояния воздуха изображается лучом  $A3$ , происходит охлаждение и увлажнение воздуха.

При  $t_w = t_p$  процесс изображается линией  $A2$ , он соответствует сухому охлаждению воздуха (уменьшается температура, энтальпия воздуха при сохранении начального влагосодержания).

При  $t_w < t_p$  процесс соответствует лучу  $A1$ , происходит уменьшение температуры воздуха и понижение его влагосодержания, то есть охлаждение и осушение воздуха.

### 2.2. Процессы увлажнения и осушения воздуха водой

С целью увлажнения или осушения воздуха в СКВ применяют контактные аппараты. Среди них наибольшее распространение получили оросительные камеры форсуночные – ОКФЗ [2].

В холодный период года воздух в ОКФЗ подвергают адиабатическому увлажнению путем распыления в камере через механические форсунки воды,  $t_w = t_m$  (луч  $A4$ , см. рис. 2.1). Для получения воды с данной температурой ее закольцовывают в ОКФЗ, то есть используют рециркуляционную воду.

Адиабатическое увлажнение воздуха также применяют и в теплый период для районов с сухим и жарким климатом (п. 3.5.1).

Расход воды для адиабатического увлажнения воздуха определяют по уравнению

$$G_w = G(d_4 - d_A) \cdot 10^{-3}. \quad (2.1)$$

В теплый период года воздух в ОКФЗ часто подвергают политропической обработке с осушением. При этом применяют воду  $t_w < t_p$  (луч  $A1$ , рис. 2.1). Для получения воды с низкой температурой используют холодильные машины.

Расход холода в ОКФЗ при осушке воздуха определяют по уравнению

$$G_{\text{хол}} = G(I_A - I_1). \quad (2.2)$$

Количество сконденсированных паров воды при осушке воздуха определяют по формуле

$$G_w^{\text{конд.}} = G(d_A - d_1) \cdot 10^{-3}. \quad (2.3)$$

На практике относительная влажность воздуха на выходе из ОКФЗ при адиабатическом увлажнении и осушке составляет  $\varphi = 90-95\%$  [1].

### 2.3. Примеры

**Пример 2.1.** Воздух имеет параметры  $t_c = 24^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 50\%$ . Определить параметры воздуха после прохождения камеры орошения, если разбрызгивается рециркуляционная вода.

**Решение.** На  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха определяем начальное состояние влажного воздуха т.  $A$  (рис. 2.2). При адиабатическом увлажнении конечное состояние воздуха соответствует т.  $O$  ( $\varphi = 90\%$ ,  $I_A = I_O$ ). При этом  $I = 48$  кДж/кг,  $d = 11,7$  г/кг,  $t_c \approx 18,2^\circ\text{C}$ ,  $t_m \sim 17^\circ\text{C}$ ,  $t_p \sim 16,5^\circ\text{C}$ ,  $\varphi \sim 90\%$ .

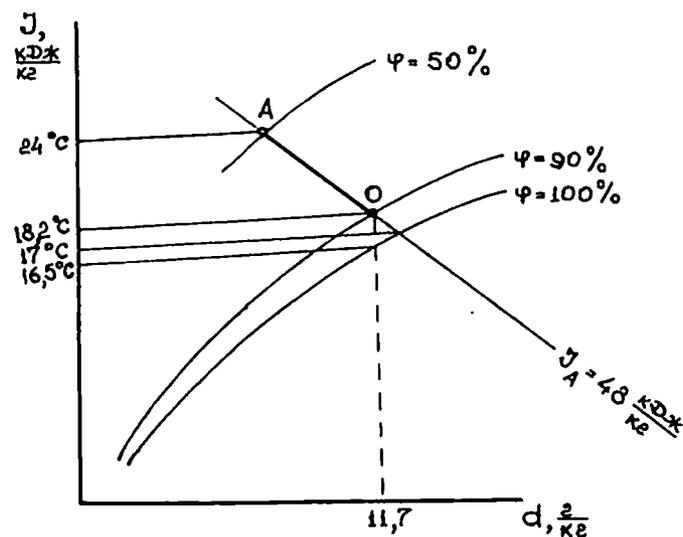


Рис. 2.2. К примеру 2.1

**Пример 2.2.** Воздух имеет температуру  $18^\circ\text{C}$ , относительную влажность  $50\%$ . При каких условиях возможно его адиабатическое увлажнение в ОКФЗ?

**Решение.** Адиабатическое увлажнение воздуха происходит при разбрызгивании в ОКФЗ воды  $t_w = t_m$ .

Из рис. 2.3 видно:  $t_m = 12^\circ\text{C}$ .

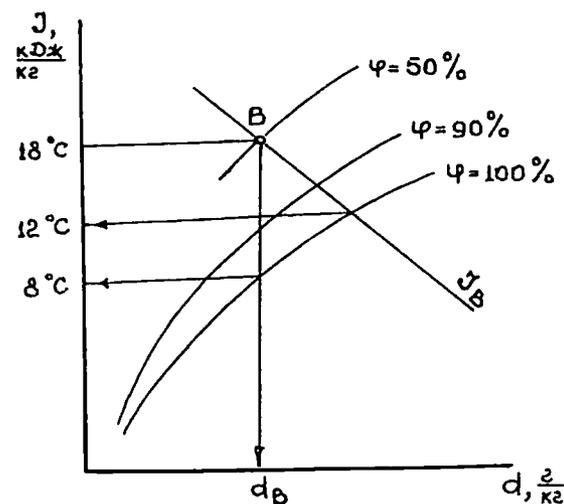


Рис. 2.3. К примеру 2.2 и 2.3

**Пример 2.3.** Воздух имеет температуру 18 °С, относительную влажность 50%. При каких условиях возможно его осушение в ОКФЗ?

**Решение.** Осушение воздуха водой возможно при  $t_w < t_p$ . Из рис. 2.3 видно, что  $t_p = 8$  °С, следовательно, осушение воздуха произойдет при  $t_w < 8$  °С.

## 2.4. Контрольные задачи

2.1. На рис. 2.4 изображены процессы тепловлажностного изменения параметров влажного воздуха. Они изображены в виде прямых отрезков (лучей), образующих в совокупности звезду. Укажите, какие лучи соответствуют процессам при непосредственном контакте воздуха с водой. Приведите возможные технологические параметры процессов (направление процессов от т. 1 по часовой стрелке).

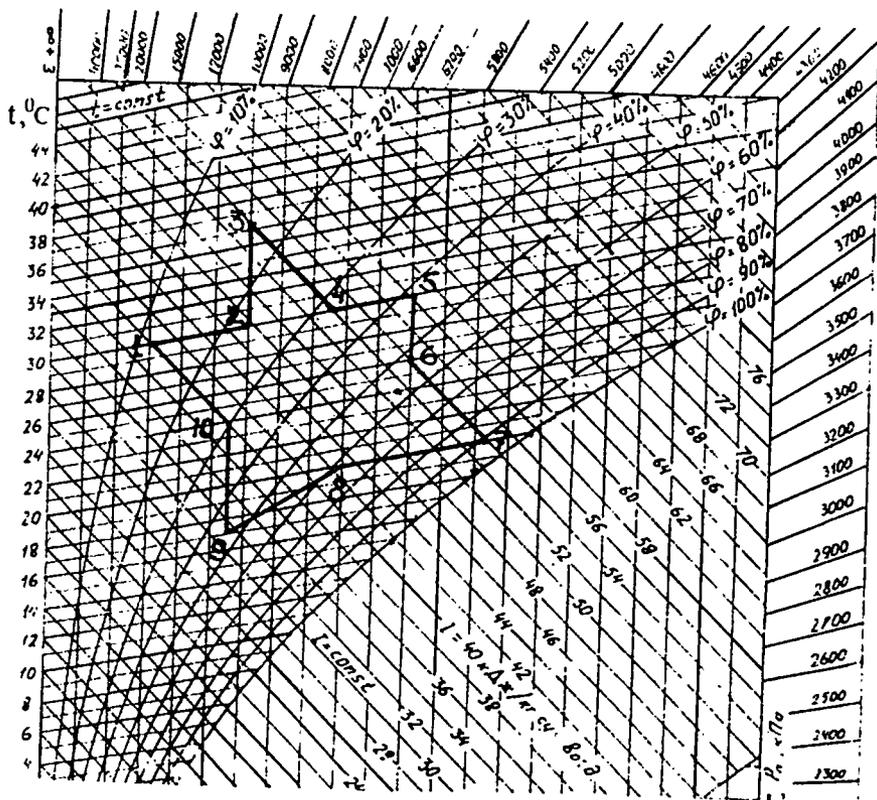


Рис. 2.4. К задаче 2.1

2.2. При каком режиме работы оросительной камеры температура воздуха по мокрому термометру на входе и выходе из камеры одинакова?

2.3. Воздух на входе в ОКФЗ имеет  $t = 25$  °С,  $\phi = 60\%$ ; на выходе из ОКФЗ температура воздуха равна 10 °С. Определить расход холода, если количество воздуха равно 40 000 кг/ч.

2.4. Определите параметры воздуха на выходе из оросительной камеры, если она работает в режиме адиабатического охлаждения, а параметры воздуха на входе:  $t_p = 4$  °С,  $t_c = 22$  °С.

2.5. Воздух характеризуется следующими параметрами  $t_c = 24$  °С,  $\phi = 60\%$ . Возможна ли его осушка в ОКФЗ, если вода имеет температуру 16 °С?

2.6. Воздух имеет параметры  $t_c = 20$  °С,  $\phi = 60\%$ . С помощью какого процесса можно перевести его в состояние, при котором  $t_c = t_m = 20$  °С?

2.7. Воздух имеет параметры  $t_c = 20$  °С,  $t_m = 10,5$  °С. Как перевести этот воздух в состояние с параметрами  $t_c = 2$  °С,  $\phi = 90\%$ ? Ответ сопроводите построением на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха.

## 3. РАСЧЕТЫ ПРИ ПОСТРОЕНИИ ПРОЦЕССОВ СКВ На $I-d$ -ДИАГРАММЕ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

### 3.1. Построение луча процесса

Положение луча процесса в  $I-d$ -диаграмме определяют угловым коэффициентом  $\epsilon$ . Этот параметр называют также тепловлажностным отношением, так как он показывает величину приращения количества теплоты на 1 кг полученной (или отданной) воздухом влаги. Коэффициент  $\epsilon$  имеет размерность кДж/кг:

$$\epsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{Q_n}{W}, \quad (3.1)$$

где  $Q_n$  – поток полной теплоты, кДж/ч;

$W$  – расход влаги, кг/ч;

$\Delta I$ ,  $\Delta d$  – изменение энтальпии, кДж/кг, и изменение влагосодержания воздуха, кг/кг.

Если начальные параметры воздуха различны, а значения  $\epsilon$  одинаковы, то линии, характеризующие изменение состояния воздуха, будут параллельными прямыми.

Линии процесса наносятся на  $l-d$ -диаграмму несколькими способами [1]. Ниже рассмотрен способ с использованием углового масштаба на  $l-d$ -диаграмме (пример 3.1).

### 3.2. Определение параметров приточного воздуха

Температуру приточного воздуха  $t_n$  можно определить по формуле

$$t_n = t_b - \Delta t_{\text{доп}}, \quad (3.2)$$

где  $\Delta t_{\text{доп}}$  – допустимый перепад температур, °С. Он зависит от выбора принципиальной схемы воздухораспределения.

Для расчета воздухообмена принимают при подаче воздуха:

– непосредственно в рабочую зону

$$\Delta t_{\text{доп}} = 2 \text{ °С};$$

– на высоту 2,5 м и выше

$$\Delta t_{\text{доп}} = (4-6) \text{ °С};$$

– на высоту более 4 м от пола

$$\Delta t_{\text{доп}} = (6-8) \text{ °С};$$

– воздухораспределителями (плафонами)

$$\Delta t_{\text{доп}} = (8-15) \text{ °С}.$$

### 3.3. Определение параметров удаляемого воздуха

Температуру воздуха, удаляемого системами вентиляции и СКВ, можно определить по уравнению

$$t_y = t_b + \text{grad } t (H - h), \quad (3.3)$$

где  $\text{grad } t$  – градиент температуры по высоте помещения выше рабочей зоны, °С/м.

Градиент температуры по высоте помещения определяют в зависимости от удельных избытков явного тепла в помещении по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Зависимость градиента температуры по высоте помещения от удельных выделений явной теплоты

Удельные выделения явной теплоты $q_d$ , Вт/м <sup>3</sup>	Градиент температуры по высоте $\text{grad } t$ , °С/м	Примечание
более 23,2	0,8-1,5	Меньшие значения принимают для холодного периода года, большие – для теплого
11,6-23,2	0,3-1,2	
менее 11,6	0-0,5	

### 3.4. Определение производительности СКВ

Для частных случаев, когда воздух из помещений не удаляется местными отсосами и не забирается на технологические нужды, воздухообмен (производительность СКВ) определяют, кг/ч:

а) по условию удаления полной теплоты

$$G = \frac{3,6 \sum Q_n}{l_y - l_n}; \quad (3.4)$$

б) по условию удаления явной теплоты

$$G = \frac{3,6 Q_{\text{изб}}}{c(t_y - t_n)}; \quad (3.5)$$

в) для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{n \cdot W}{d_2 - d_1}; \quad (3.6)$$

г) для удаления вредностей (паров, газов)

$$L = \frac{z}{z_2 - z_1}, \quad (3.7)$$

где  $z$  – количество газа (пара), выделяющегося в помещении, мг/ч;  
 $z_2$  – концентрация данного газа в удаляемом воздухе, мг/м<sup>3</sup> (если удаление из рабочей зоны  $z_2 = \text{ПДК}$ );  
 $z_1$  – концентрация данного газа в приточном воздухе, мг/м<sup>3</sup> ( $z_1 = \text{до } 0,3 \text{ ПДК}$ ).



Таким образом, прямая НО – процесс смешения наружного воздуха с воздухом из оросительной камеры, СП – процесс нагрева воздуха в вентиляторе, ПВУ – процесс изменения параметров воздуха в помещении.

Расход приточного воздуха определяют по уравнению (3.4); расход воздуха, проходящего через байпас  $G_6$ , определяют по уравнению:

$$G_6 = G_n \frac{d_o - d_c}{d_o - d_n} \quad (3.8)$$

Количество воды, испарившейся в камере при увлажнении воздуха:

$$W_{исп} = G_n (d_o - d_n) \cdot 10^{-3} \quad (3.9)$$

### 3.5.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода

Схема СКВ при прямоточном способе обработки воздуха для теплого периода приведена на рис. 3.2.

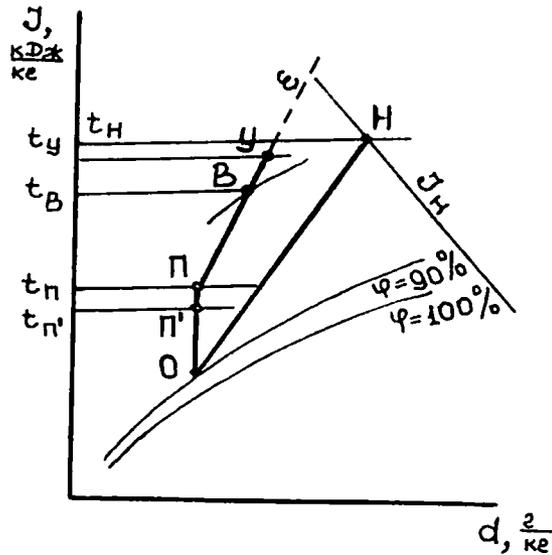


Рис. 3.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода

Предлагается следующий порядок построения процесса на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха [1, 3]:

- нахождение на  $I-d$ -диаграмме положения точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха;
- проведение через т. В луча процесса с учетом величины углового коэффициента  $\epsilon_{пом}^T$ ;

в) определение положения других точек:

- т. П (то есть состояния приточного воздуха), которая лежит на пересечении изотермы  $t_n$  с лучом процесса;
- т. П' (то есть состояния приточного воздуха на выходе из второго воздухонагревателя ВН2), для чего от т. П вертикально вниз откладывают отрезок в  $1^\circ\text{C}$  (отрезок ПП' характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе);
- т. О (то есть состояния воздуха на выходе из оросительной камеры), для чего от т. П вниз по линии  $d=\text{const}$  проводят линию до пересечения с  $\varphi = 90\%$  (отрезок ОП' характеризует нагрев воздуха во втором воздухонагревателе ВН2);
- т. У (то есть состояния воздуха, уходящего из помещения), лежащей на пересечении изотермы  $t_y$  с лучом процесса (отрезок ПВУ характеризует ассимиляцию теплоты и влаги воздухом в помещении); если  $t_y = t_b$ , то т. У соответствует положению т. В и при построении ее не указывают на  $I-d$ -диаграмме (рис. 3.11).

Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (см. рис. 3.2).

Физический смысл найденных отрезков следующий: НО – процесс осушки и охлаждения воздуха в ОКФ, ОП' – нагрев воздуха во втором воздухонагревателе, П'П – нагрев воздуха в воздуховодах и вентиляторе, ПВУ – процесс в помещении.

Расход теплоты во втором воздухонагревателе определяют по уравнению

$$Q_{ВН2} = G_n (I_{П'} - I_O) \quad (3.10)$$

Расход холода в ОКФ определяют по формуле

$$Q_{хол} = G_n (I_N - I_O) \quad (3.11)$$

Количество сконденсированных паров воды из воздуха в ОКФ, кг/ч, равно

$$W_k = G_n (d_N - d_O) \cdot 10^{-3} \quad (3.12)$$

### 3.5.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода

Данная схема приведена на рис. 3.3. Предлагается следующий порядок построения на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха [1, 3]:

а) нахождение на  $I-d$ -диаграмме положения базовых точек В и Н, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха;

б) проведение через т. В луча процесса с учетом величины углового коэффициента  $\epsilon_{\text{пом}}^x$ ;

в) определение положения точек П, У, О, К:

– т. У, расположенной на пересечении изотермы  $t_y$  (для холодного периода года – пример 3.3.2);

– т. П, расположенной на пересечении изоэнтальпы  $I_{\text{п}}$  с лучом процесса; численное значение удельной энтальпии  $I_{\text{п}}$  приточного воздуха для холодного периода года вычисляют предварительно из уравнения

$$I_{\text{п}} = I_y - \frac{\sum Q_x}{0,278 \cdot G}, \quad (3.15)$$

где  $I_y$  – уде. ная энтальпия воздуха, уходящего из помещения в холодный период года, которую определяют по положению т. У на  $I-d$ -диаграмме, кДж/кг;

$\sum Q_x$  – суммарные полные теплоизбытки в помещении в холодный период года, Вт;

$G$  – производительность СКВ в теплый период года, кг/ч;

– т. О (то есть состояния воздуха на выходе из оросительной камеры), расположенной на пересечении линии  $d_{\text{п}}$  с линией  $\varphi = 90\%$ ;

– т. К (то есть состояния воздуха на выходе из воздухонагревателя первой ступени), расположенной на пересечении линии  $d_{\text{н}}$  с изоэнтальпой  $I_0$ .

Соединяем базовые точки прямыми и получаем ломаную линию НКОПВУ (рис. 3.3).

Физический смысл отрезков следующий: НК – нагрев воздуха в воздухонагревателе первой ступени, КО – адиабатическое (изоэнтальпийное) охлаждение воздуха, ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВУ – процесс в помещении.

Расход теплоты в первом воздухонагревателе определяют по уравнению

$$Q_{\text{вн}_1} = G (I_0 - I_{\text{н}}). \quad (3.14)$$

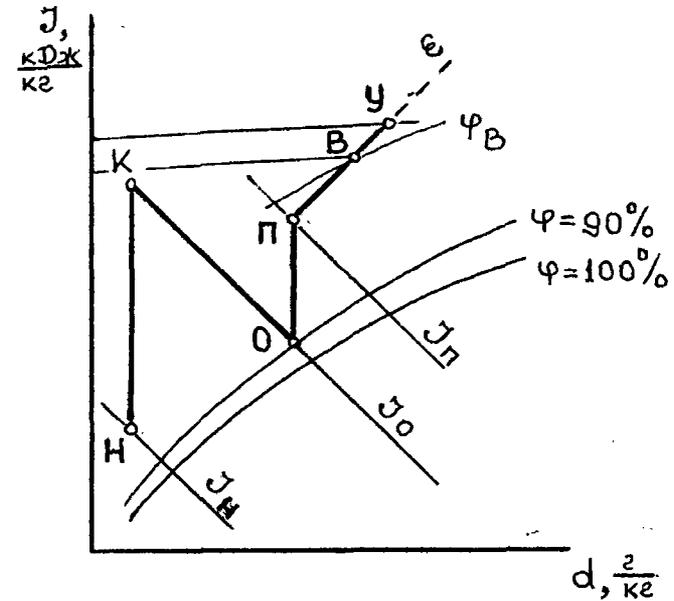


Рис. 3.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода

Расход теплоты во втором воздухонагревателе определяют по формуле

$$Q_{\text{вн}_2} = G (I_{\text{п}} - I_0). \quad (3.15)$$

Количество воды, испарившейся при адиабатическом увлажнении воздуха в ОКФ

$$W_{\text{исп}} = G (d_0 - d_{\text{к}}) \cdot 10^{-3}. \quad (3.16)$$

### 3.6. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией

#### 3.6.1. Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода

Данная схема изображена на рис. 3.4.

Предлагается следующий порядок построения на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха [1, 3]:

– определение положения т. Н, В, П, П', О, У (раздел 3.5.2);

– определение положения т. У' (то есть состояния рециркуляционного воздуха перед его смешиванием с наружным воздухом), для чего от т. У по линии  $d = \text{const}$  откладывают вверх отрезок в  $0,5^\circ\text{C}$  (отрезок УУ' характеризует нагрев уходящего воздуха в вентиляторе);

– т. С (то есть состояния воздуха после смешивания рециркуляционного воздуха с наружным воздухом). Точки У' и Н соединяют прямой.

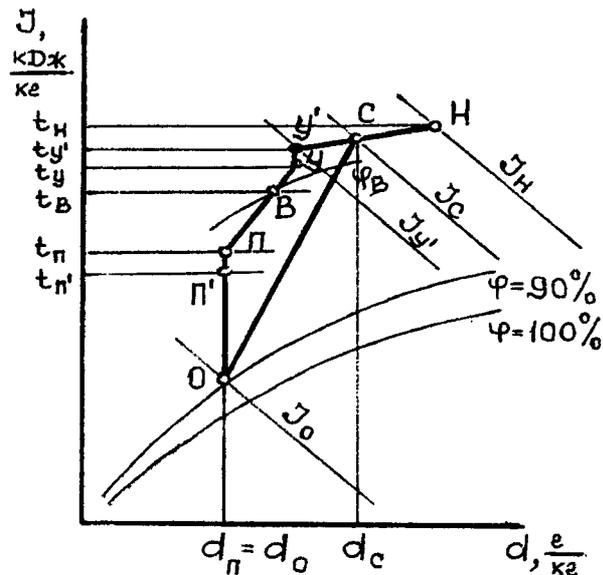


Рис. 3.4. Схема СКВ для теплого периода с первой рециркуляцией

Отрезок У'Н характеризует процесс смешивания рециркуляционного наружного воздуха. Точка С находится на прямой У'Н (на пересечении  $l_c$ ).

Удельную энтальпию  $l_c$ , кДж/кг, точки С вычисляют по уравнению

$$l_c = \frac{G_H \cdot l_H + G_{1P} \cdot l_{y'}}{G}, \quad (3.17)$$

где  $G_{1P}$  – расход воздуха первой рециркуляции, кг/ч:

$$G_{1P} = G - G_H. \quad (3.18)$$

Точки С и О соединяют прямой. Получившийся отрезок СО характеризует политропический процесс тепловлажностной обработки воздуха оросительной камере. На этом построение процесса СКВ заканчивают.

Расчетные уравнения.

Расход теплоты в воздухонагревателе определяют по уравнению (3.10), расход приточного воздуха – по (3.4)-(3.7), расход холода в ОКФ определяют по (рис. 3.4)

$$Q_{хол} = G (l_c - l_o). \quad (3.19)$$

Количество сконденсированных паров воды из воздуха, кг/ч, вычисляют по уравнению

$$W_k = G(d_c - d_o) \cdot 10^{-3}. \quad (3.20)$$

### 3.6.2. Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода

Здесь возможны два варианта:

I вариант – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производят до первого воздухонагревателя;

II вариант – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производят после первого воздухонагревателя.

Рассмотрим I вариант.

Схема приведена на рис. 3.5, а.

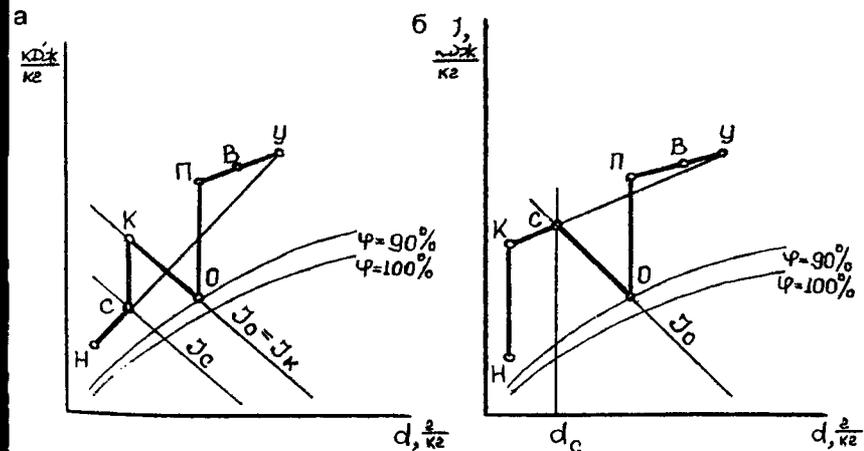


Рис. 3.5. Схемы СКВ для холодного периода с первой рециркуляцией:  
а – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется до первого воздухонагревателя,  
б – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется после первого воздухонагревателя

Предлагается следующий порядок построения воздуха на  $l-d$ -диаграмме влажного воздуха [1, 3]:

- определение положения т. Н, В, У, П, О (раздел 3.5.3);
- определение положения т. С (то есть состояния воздуха после смешивания наружного воздуха с рециркуляционным).

Точки Н и У соединяют прямой.

Отрезок НУ характеризует процесс смешивания рециркуляционного наружного воздуха. Точка С находится на прямой НУ (на пересечении  $l_c$ ).

$l_c$  определяют по уравнению

$$l_c = \frac{G_H \cdot l_H + G_{1P} \cdot l_U}{G} \quad (3.21)$$

Величину  $G_{1P}$  определяют по уравнению (3.18);

- определение положения т. К, характеризующей состояние воздуха на выходе из первого воздухонагревателя ВН<sub>1</sub> и находящейся на пересечении линии  $d_c$  с изоэнтальпой  $l_o$ .

Таким образом, НУ – процесс смешивания наружного и рециркуляционного воздуха; СК – нагрев воздуха в воздухонагревателе первой ступени; КО – обработка воздуха в оросительной камере; ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени; ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Рассмотрим II вариант (наружный и рециркуляционный воздух смешиваются после первого воздухонагревателя).

Схема приведена на рис. 3.5, б.

Предлагается следующий порядок построения процессов на  $l-d$ -диаграмме влажного воздуха [1, 3]:

- определение положения т. Н, В, У, П, О (раздел 3.5.3);
- определение положения т. С (то есть состояния воздуха после смешивания наружного воздуха, прошедшего нагрев в первом воздухонагревателе ВН<sub>1</sub>, с уходящим из помещения воздухом), расположенной на пересечении изоэнтальпы  $l_o$  с линией  $d_c$ ; численное значение  $d_c$  вычисляю

из уравнения

$$d_c = \frac{G_H \cdot d_H + G_{1P} \cdot d_U}{G} \quad (3.22)$$

- определение положения т. К, характеризующей состояние воздуха на выходе из первого воздухонагревателя ВН<sub>1</sub> и находящейся на пересечении линии  $d_H$  (влажность наружного воздуха) с продолжением прямой УС.

Таким образом, НК – процесс нагрева наружного воздуха в первом воздухонагревателе; КУ – процесс смешивания нагретого наружного и рециркуляционного воздуха; СО – процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере; ОП – процесс нагрева воздуха во втором воздухонагревателе; ПВУ – процесс в помещении.

Следует отметить, что при равных условиях расходы тепла на I ступени подогрева оказываются одинаковыми независимо от того, где происходит смешивание наружного и рециркуляционного воздуха: до или после воздухонагревателя I ступени.

### 3.7. Двухступенчатое охлаждение воздуха

Для уменьшения воздухообмена в теплый период года применяют двухступенчатое охлаждение воздуха.

Двухступенчатое охлаждение воздуха предусматривает охлаждение в две ступени. Вначале воздух охлаждают в поверхностном теплообменнике (косвенным способом), затем воздух охлаждают в ОКФ (прямым способом).

Холодonoситель – воду для теплообменника получают в дополнительном контактном аппарате (градирне, брызгальном бассейне, форсуночной камере).

Схема процесса приведена на рис. 3.6.

Построение процесса начинают с нанесения на  $l-d$ -диаграмму точек Н, В. Затем рассчитывают температуру воды охлажденной в градирне и поступающей в теплообменник –  $t_{w1}$  по уравнению

$$t_{w1} = t_{MH} + (2 \dots 6)^\circ\text{C} \quad (3.23)$$

где  $t_{MH}$  – температура наружного воздуха по мокрому термометру, °С.

Также расчетом определяют температуру воздуха на выходе из теплообменника:

$$t_{H'} = t_{w1} + \Delta t \quad (3.24)$$

где  $\Delta t$  – перепад температур между теплоносителями в теплообменнике, °С. Обычно  $\Delta t \geq 3^\circ\text{C}$  [1].

Определяют положение т. Н', характеризующей состояние воздуха на выходе из теплообменника (находится на пересечении  $t_{H'}$  и  $d_H$ ).

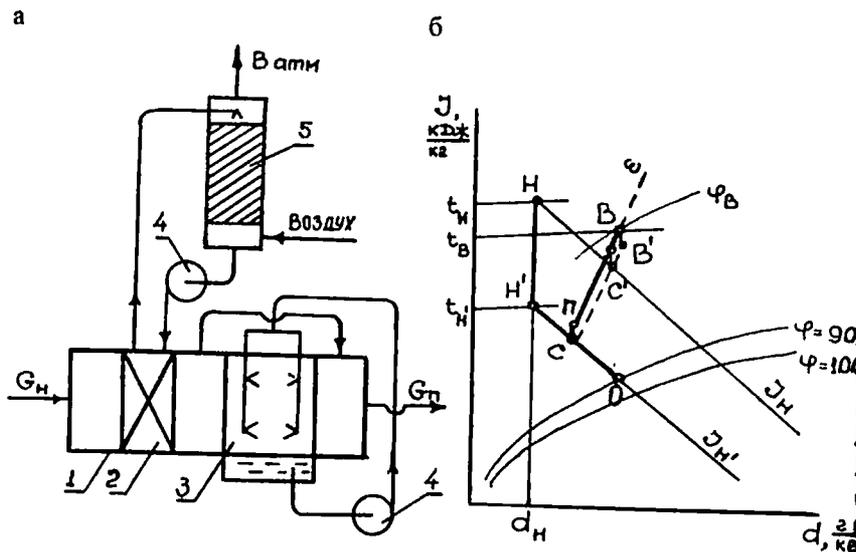


Рис. 3.6. Схема двухступенчатого охлаждения воздуха:  
 а – обвязка оборудования:  
 1 – кондиционер; 2 – теплообменник; 3 – ОКФ; 4 – насосы; 5 – градирня;  
 б – схема обработки воздуха на  $J-d$ -диаграмме

Затем определяют положение т. О, С, П (п. 3.5.1).

Базовые точки соединяют прямыми линиями. Их физический смысл:  
 НН' – охлаждение воздуха в теплообменнике (косвенное охлаждение)  
 Н'О – изохлассное охлаждение воздуха в ОКФ (прямое охлаждение)  
 СП – нагрев воздуха в приточном вентиляторе;  
 ПВ – процесс в помещении.

### 3.8. Увлажнение воздуха водяным паром

При кондиционировании воздуха в некоторых случаях используют увлажнение воздуха острым паром.

Водяной пар обычно имеет температуру более 100 °С, то есть значительно отличающуюся от температуры воздуха. Однако в связи с тем, что содержание явного тепла в паре, ассимилируемого воздухом, незначительно, луч процесса идет с небольшим отклонением вверх от изотермы. Изменение энтальпии воздуха в основном определяется теплотой парообразования водяного пара, температура воздуха при этом повышается не

значительно (луч  $B_1B_2B_3$ , рис. 3.7). Величина углового коэффициента определяется по уравнению

$$\varepsilon = i_n, \quad (3.25)$$

где  $i_n$  – энтальпия водяного пара.

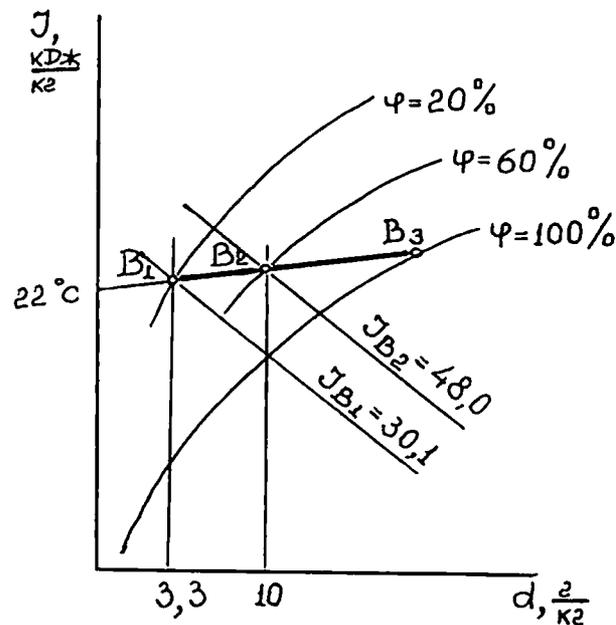


Рис. 3.7. Изотермическое увлажнение воздуха

С некоторым допущением можно считать увлажнение воздуха водяным паром низких параметров ( $p \approx 1$  ат,  $t \approx 100$  °С) изотермическим процессом.

Расход острого пара  $D$  на увлажнение воздуха определяется по уравнению

$$D = G(d_2 - d_1) \cdot 10^{-3} \quad (3.26)$$

или

$$D = \frac{G \cdot (i_2 - i_1)}{i_n} \quad (3.27)$$

### 3.9. Примеры

**Пример 3.1.** Изобразить луч процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении, в котором начальное состояние воздуха соответствовало  $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 50\%$ , количество тепlopоступлений равно 2000 Вт, влаговыделений – 2 кг/ч.

**Решение.** Определим численное значение углового коэффициента луча процесса.

В соответствии с уравнением (3.1):

$$\epsilon = \frac{3,6 \cdot 2000}{2} = 3600 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

На  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха определим т.  $B_0$ , отвечающую начальному состоянию воздуха (рис. 3.8).

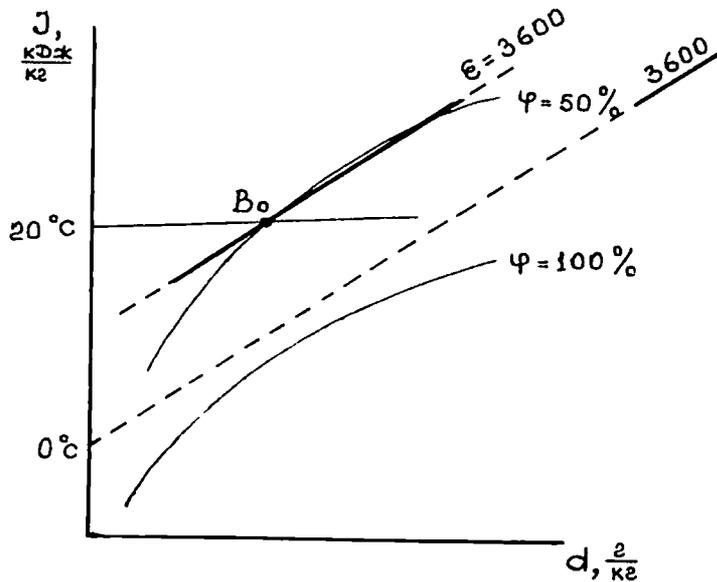


Рис. 3.8. К примеру 3.1

Затем определяем положение линии, соответствующей значению  $\epsilon = 3600$  кДж/кг (на рисунке пунктирная линия). Соединяем т.  $0\text{ }^\circ\text{C}$  на оси  $I$  линией 3600 на шкале угловых коэффициентов, нанесенных по периметру  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха.

Через т.  $B_0$  проводим линию, параллельную пунктирной. Эта линия является лучом процесса в помещении.

**Пример 3.2.** Определить возможную температуру приточного воздуха в зрительном зале кинотеатра высотой 6 м для двух вариантов:

- если воздух подается через плафоны;
- если воздух подается непосредственно в рабочую зону (на высоту 1,5 м от пола).

Температура внутреннего воздуха равна  $20\text{ }^\circ\text{C}$ .

**Решение.** В соответствии с уравнением (3.2):

$$\text{а) } t_n = 20 - 10 = 10\text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\text{б) } t_n = 20 - 2 = 18\text{ }^\circ\text{C}.$$

**Пример 3.3.** Определить температуру удаляемого воздуха для условий примера 3.2, если площадь зрительного зала равна  $800\text{ м}^2$ , выделения явной теплоты – 200000 Вт. Расчет произвести для теплого и холодного периодов года.

**Решение.** Определим удельные выделения явной теплоты

$$q_a = \frac{200000}{800 \cdot 6} = 41,6 \text{ Вт/м}^3.$$

Согласно уравнению (3.3) и табл. 3.1

для теплого периода года

$$t_y = 20 + 1,5(6 - 1,5) = 26,7\text{ }^\circ\text{C},$$

для холодного периода

$$t_y = 20 + 0,8(6 - 1,5) = 23,6\text{ }^\circ\text{C}.$$

**Пример 3.4.** Определить производительность СКВ для зала заседаний на 300 мест, если тепlopоступления в помещение извне (за счет солнечной радиации, включающей и конвективный теплообмен) составляют 5 кВт, температура внутреннего воздуха  $t_n = 20\text{ }^\circ\text{C}$ , относительная влажность воздуха  $\varphi_n = 50\%$ , высота зала – 6 м, объем зала  $2400\text{ м}^3$ , приточный воздух подается в рабочую зону.

**Решение.** Произведем построение луча процесса на  $I-d$ -диаграмме (рис. 3.9).

1. Определим т. В ( $20\text{ }^\circ\text{C}$ , 50%), соответствующую состоянию внутреннего воздуха на  $I-d$ -диаграмме.

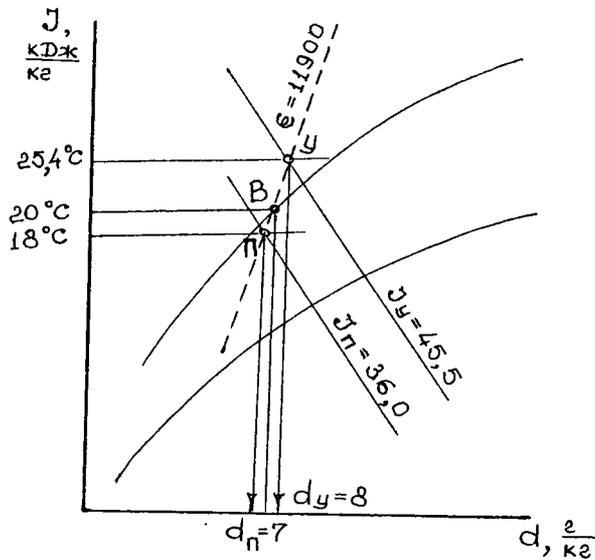


Рис. 3.9. К примеру 3.4

2. Определим тепло- и влагопоступления от людей из выражений

$$Q_n = n_n \cdot q_n; \quad (3.2)$$

$$W_n = n_n \cdot w_n; \quad (3.2)$$

где  $n_n$  – число людей;

$q_n, w_n$  – удельные тепло- и влаговыделения [2].

$$Q_n = 300 \cdot 116 = 34800 \text{ Вт};$$

$$W_n = 300 \cdot 40 = 12000 \text{ г/ч (12 кг/ч)}.$$

3. Определим тепловлажностное отношение  $\varepsilon$  по формуле (3.1):

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot (34800 + 5000)}{12} \approx 11940 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4. Проведем луч процесса для помещения через т. В (рис. 3.9).

5. Определим температуру приточного воздуха  $t_n$  по формуле (3.2):

$$t_n = 20 - 2 = 18 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6. Определим температуру удаляемого воздуха  $t_y$  по формуле (3.3):

$$t_y = 20 + 1,2 \cdot (6 - 1,5) = 25,4 \text{ }^\circ\text{C},$$

где  $0,5 \text{ }^\circ\text{C/м}$  – градиент температуры определен по табл. 3.1 исходя из удельных выделений явной теплоты в помещении.

Явные тепловыделения от людей:

$$Q_{я} = 300 \cdot 87 = 26100 \text{ Вт.}$$

Удельные выделения явной теплоты определяют по уравнению

$$q_{я} = \frac{\sum Q_{я}}{V_n}, \quad (3.30)$$

$$q_{я} = \frac{26100 + 5000}{2400} = 12,96 \text{ Вт/м}^3.$$

7. Определяем т. П, У на луче процесса (рис. 3.9).

8. Определяем для приточного и удаляемого воздуха их энтальпии ( $l_n, l_y$ ) и влагосодержания ( $d_n, d_y$ ) (рис. 3.9):

$$l_n = 36 \text{ кДж/кг}, l_y = 45,5 \text{ кДж/кг}, d_n = 7 \text{ г/кг}, d_y = 8 \text{ г/кг}.$$

9. Определяем производительность СКВ:

а) по полной теплоте по формуле (3.4)

$$G = \frac{3,6 \cdot (34800 + 5000)}{45,5 - 36} = 15082 \text{ кг/ч (12568 м}^3\text{/ч)};$$

б) по явной теплоте по формуле (3.5)

$$G = \frac{3,6 \cdot (26100 + 5000)}{1,005 \cdot (25,4 - 18)} = 15055 \text{ кг/ч (12545 м}^3\text{/ч)};$$

в) по удалению вредных газовыделений –  $\text{CO}_2$  – формула (3.7).

Определим количество углекислого газа, выделяющегося в помещении [2]:

$$z = n \cdot 23, \quad (3.31)$$

$$z = 300 \cdot 23 = 6900 \text{ л/ч}.$$

Согласно [2] ПДК  $\text{CO}_2 = 2 \text{ л/м}^3$

$$G = \frac{6900}{2 - 0,3 \cdot 2} = 4928,6 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \left( 5914 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \right).$$

Как видно из приведенных расчетов, наибольшая производительность СКВ соответствует условию удаления полных теплоизбытков, ее в данном случае следует принять при проектировании типовой системы.

**Пример 3.5.** Определить производительность СКВ по условию уда-  
ния полных теплоизбытков для условий предыдущего примера (прим.  
3.4.1), если подача приточного воздуха осуществляется на высоте 5 м.

**Решение.**

1. Определим температуру приточного воздуха согласно форму-  
(3.2):

$$t_n = 20 - 8 = 12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Определим производительность СКВ:

$$G = \frac{3,6 \cdot (34800 + 5000)}{45,5 - 28,5} \approx 8428 \text{ кг/ч (7023 м}^3\text{/ч)}.$$

Как видно из сравнения численных значений производительности  
СКВ в приведенных примерах, уменьшить воздухообмен и габариты ве-  
нтиляционного оборудования можно за счет повышения  $\Delta t_{\text{доп}}$  – допустимой  
разности температур. Эта характеристика определяется выбором схем  
воздухораспределения в помещении.

**Пример 3.6.** Определить количество испарившейся воды в ороситель-  
ной камере при изохлальной охладке воздуха в теплый период  
для двух вариантов работы:

- при регулируемом процессе;
- при байпасировании части наружного воздуха.

Исходные данные имеют следующие значения: полные тепловыделе-  
ния в помещении равны 40000 Вт, влаговыделения – 20 кг/ч, наружный  
воздух имеет  $t_n = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $l_n = 44 \text{ кДж/кг}$ , параметры внутреннего воздуха  
 $t_b = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_n = 50\%$ , температура удаляемого воздуха  $t_y = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Предварительно определим численное значение углового ко-  
эффициента луча процесса в помещении по формуле (3.1)

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 4000}{20} = 7200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Изобразим схемы обработки воздуха на  $l$ - $d$ -диаграмме для регулируе-  
мого процесса (рис. 3.10, а), а также при байпасировании воздуха (рис.  
3.10, б). для этого определим положение базовых точек (Н, В, О, П, У,  
согласно п. 3.5.1.

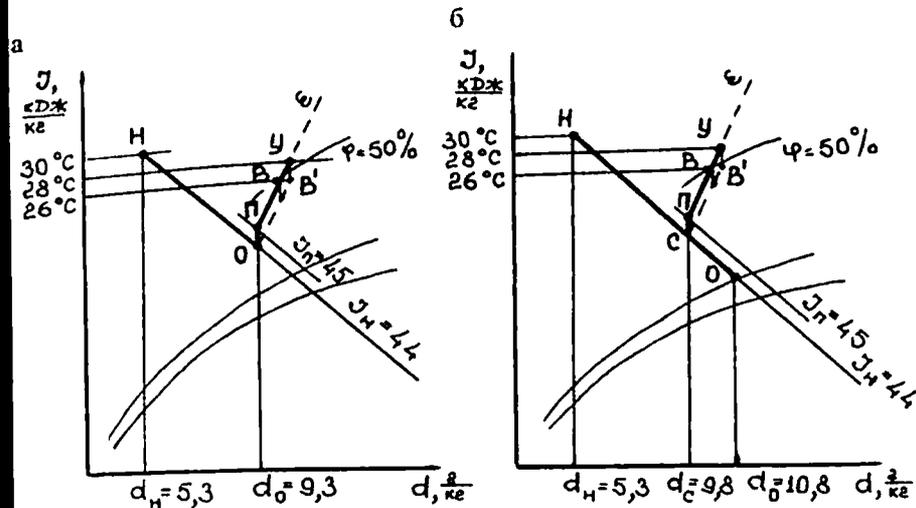


Рис. 3.10. К примеру 3.6

Определим расход приточного воздуха по формуле (3.4):

$$G_n = \frac{3,6 \cdot 40000}{56 - 45} \approx 13091 \text{ кг/ч,}$$

где  $l_y = 56 \text{ кДж/кг}$ ,  $l_n = 45 \text{ кДж/кг}$  – энтальпия уходящего и приточного  
воздуха, определенные по рис. 3.10 а, б.

Определим расход байпасированного воздуха (рис. 3.10, б) по формуле  
(3.12)

$$G_6 = 13091 \frac{10,8 - 9,3}{10,8 - 5,3} \approx 3570 \text{ кг/ч.}$$

Определим количество испарившейся воды в оросительной камере при  
использовании регулируемого процесса по формуле (3.13)

$$W_{\text{исп}} = 13091 \cdot (9,3 - 5,3) \cdot 10^{-3} \approx 52,4 \text{ кг/ч,}$$

где  $d_5 = 9,3 \text{ г/кг}$ ,  $d_n = 5,3 \text{ г/кг}$  – влагосодержание воздуха после ороси-  
тельной камеры и влагосодержание наружного воздуха, определенные по  
рис. 3.10а.

Количество испарившейся воды в оросительной камере в схеме с бай-  
пасированием воздуха составит

$$W_{\text{исп}} = (13091 - 3570) \cdot (10,8 - 5,3) \cdot 10^{-3} \approx 52,4 \text{ кг/ч,}$$

где  $d_0 = 10,8 \text{ г/кг}$  – влагосодержание воздуха после оросительной камеры  
(рис. 3.10 б).

Как видно из расчета, количество испарившейся воды в оросительной камере в приведенных схемах численно равно.

**Пример 3.7.** Построить процесс обработки воздуха на *l-d*-диаграмме влажного воздуха для проточной системы кондиционирования воздуха (СКВ) в теплый период года, если параметры внутреннего воздуха  $t_b = 23^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_b = 53\%$ , параметры наружного воздуха  $t_n = 25,7^\circ\text{C}$ ,  $l_n = 52$  кДж/кг. Теплоизбытки в помещении составляют 53900 Вт, влагоизбытки – 11,5 кг/ч, приточный воздух подается непосредственно в рабочую зону.

Определить расход теплоты и холода для обработки воздуха.

**Решение.** Определяем численное значение углового коэффициента луча процесса  $\epsilon$ :

$$\epsilon = \frac{3,6 \cdot \sum Q_n}{\sum W}$$

$$\epsilon = \frac{3,6 \cdot 53900}{11,5} = 16880 \text{ кДж/кг.}$$

На *l-d*-диаграмме влажного воздуха определяем положение точек В, П и через т. В проводим луч процесса (рис. 3.11).

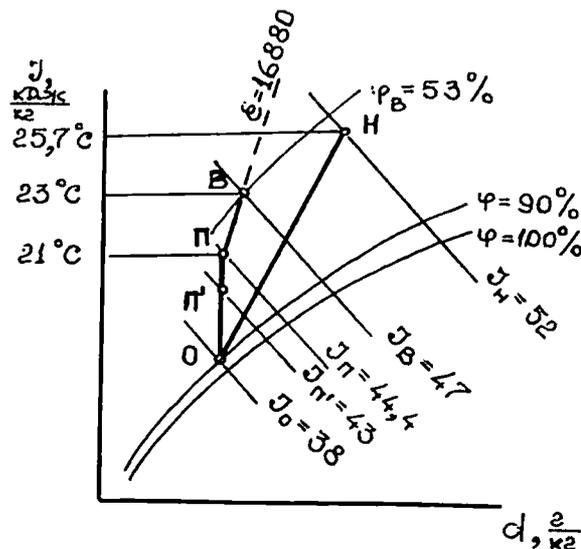


Рис. 3.11. К примеру 3.7

Определяем положение т. П на пересечении изотермы  $21^\circ\text{C}$  с лучом процесса.

Температура приточного воздуха определится по выражению

$$t_n = t_b - \Delta t_{\text{доп}}$$

где  $\Delta t_{\text{доп}}$  – допустимая разность температур,  $^\circ\text{C}$ .

$$\Delta t_{\text{доп}} = 2^\circ\text{C} \text{ (раздел 3.2)}, \quad t_n = 23 - 2 = 21^\circ\text{C}.$$

Из построения находим  $l_n = 44,4$  кДж/кг.

Определяем положение т. О на пересечении  $d_n$  и  $\varphi = 90\%$ . Согласно построению  $d_n = 9,2$  г/кг.

Определяем положение т. П' – состояние воздуха на выходе из воздухонагревателя второй ступени. Для этого откладываем отрезок вертикально вниз от т. П на  $1,5^\circ\text{C}$ . Из построения находим  $l_{п'} = 43$  кДж/кг.

Определяем положение т. О – состояние воздуха на выходе из форсуночной камеры. Она находится на пересечении  $d_n$  и  $\varphi = 90\%$ .

Из построения находим  $d_n = 9,2$  г/кг.

Соединяем базовые точки П, О, П', П. В.

Таким образом, отрезок НО – процесс в форсуночной камере; ПП' – нагрев воздуха во втором воздухонагревателе; ПП' – нагрев воздуха в вентиляторе; ПВ – процесс в помещении.

Расход теплоты в воздухонагревателе равен по формуле (3.10):

$$Q = G(l_{п'} - l_o),$$

где  $G$  – расход приточного воздуха:

$$G = \frac{3,6 \cdot Q_n}{l_b - l_n}$$

$$G = \frac{3,6 \cdot 53900}{47 - 44,4} = 74630,8 \text{ кг/ч.}$$

Тогда

$$Q = 74630,8 \cdot (43 - 38) = 373154 \text{ кДж/ч (103,6 кВт).}$$

Расход холода равен по формуле (3.11):

$$Q_x = G(l_n - l_o),$$

$$Q_x = 74630,8 \cdot (52 - 38) = 1044831,2 \text{ кДж/ч (290,2 кВт).}$$

**Пример 3.8.** Определить расход теплоты и воды для тепловлажностной обработки воздуха в холодный период в СКВ, работающей по прямой схеме.

Исходные данные:

- параметры наружного воздуха  $t_n = -15^\circ\text{C}$ ,  $l_n = -14$  кДж/кг;
- расчетные параметры внутреннего воздуха  $t_b = 20^\circ\text{C}$ ,  $\phi_b = 50\%$ ;
- температура удаляемого воздуха  $t_y = 22^\circ\text{C}$ ;
- теплопоступления в помещении  $\sum Q_n = 200\,000$  кДж/ч;
- влагопоступления в помещении  $\sum W = 10$  кг/ч;
- расход приточного воздуха  $G = 30\,000$  кг/ч.

**Решение.** Определяем угловой коэффициент луча процесса в помещении по формуле (3.1)

$$\varepsilon = \frac{200000}{10} = 20000 \text{ кДж/кг.}$$

Изображаем процесс обработки воздуха на  $l-d$ -диаграмме согласно 3.6.1 (рис. 3.12).

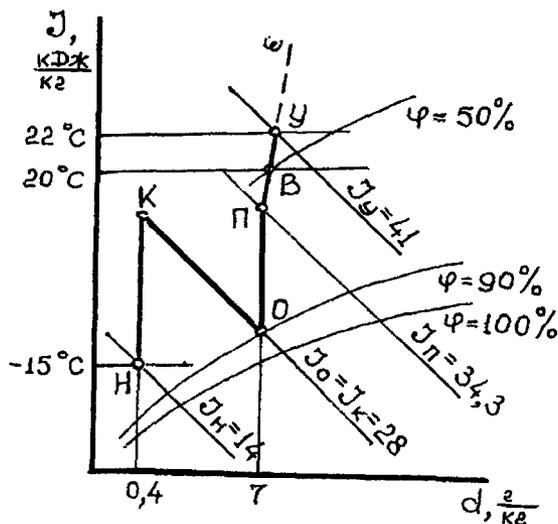


Рис. 3.12. К примеру 3.8

Для определения положения т. П вычислим энтальпию приточного воздуха по формуле (3.13):

$$l_p = 41 - \frac{200000}{30000} = 34,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Из построения определяем  $J_y = 41$  кДж/кг,  $J_o = J_k = 28$  кДж/кг,  $d_n = d_k = 0,4$  г/кг,  $d_o = 7$  г/кг.

Расход теплоты:

– в воздухонагревателе первой ступени согласно (3.14)

$$Q_{вн_1} = 30000 \cdot (28 + 15) = 1290000 \text{ кДж/ч (358,3 кВт);}$$

– в воздухонагревателе второй ступени согласно (3.15)

$$Q_{вн_2} = 30000 \cdot (34,3 - 28) = 189000 \text{ кДж/ч (52,5 кВт);}$$

– количество воды, испаряющейся в ОКФ согласно (3.16)

$$W_{исп} = 30000 \cdot (7 - 0,4) \cdot 10^{-3} = 198 \text{ кг/ч.}$$

**Пример 3.9.** Используя данные примера 3.7, определить расход холода для СКВ, работающей с одной рециркуляцией. Расход наружного воздуха принять равным 30000 кг/ч.

**Решение.** На  $l-d$ -диаграмме влажного воздуха определяем положение т. С – состояние смешанного воздуха (рис. 3.11).

Точка С находится на прямой НВ при пересечении с изоэнтальпой  $l_c$ :

$$l_c = \frac{G_n \cdot l_n + G_{пр} \cdot l_b}{G}$$

$$l_c = \frac{30000 \cdot 52 + (74630,8 - 30000) \cdot 47}{74630,8} = 49 \text{ кДж/кг.}$$

Расход холода при рециркуляции воздуха

$$Q_{хол}^{рец} = G (l_c - l_o),$$

$$Q_{хол}^{рец} = 74630,8 \cdot (49 - 38) = 820938,8 \text{ кДж/ч (228 кВт).}$$

Как видно из примеров 3.7 и 3.9, при рециркуляции воздуха происходит экономия расхода холода. Снижение расхода холода

$$\Delta Q_{хол} = Q_{хол} - Q_{хол}^{рец},$$

$$\Delta Q_{хол} = 290,2 - 228 = 62,2 \text{ кВт.}$$

**Пример 3.10.** Определить возможность подмешивания рециркуляционного воздуха перед воздухонагревателем первой ступени в СКВ в холодный период при следующих исходных данных.

Расчетные параметры наружного воздуха  $t_n = -27^\circ\text{C}$ ,  $J_n = -27$  кДж/кг,  $d_n =$  г/кг; внутреннего воздуха –  $t_b = 18^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_b = 40\%$ ; температура удаляемого воздуха равна  $22^\circ\text{C}$ . Расход приточного воздуха – 40000 кг/ч. Необходимый расход наружного воздуха 26000 кг/ч, полные теплоизбытки в помещении равны 120000 Вт, влагоизбытки – 25 кг/ч.

**Решение.** Определим численное значение углового коэффициента процесса в помещении по формуле (3.1)

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 120000}{25} = 17200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Построим схему процесса СКВ с первой рециркуляцией при подмешивании рециркуляционного воздуха перед воздухонагревателем первой ступени согласно разд. 3.6.2 (рис. 3.13).

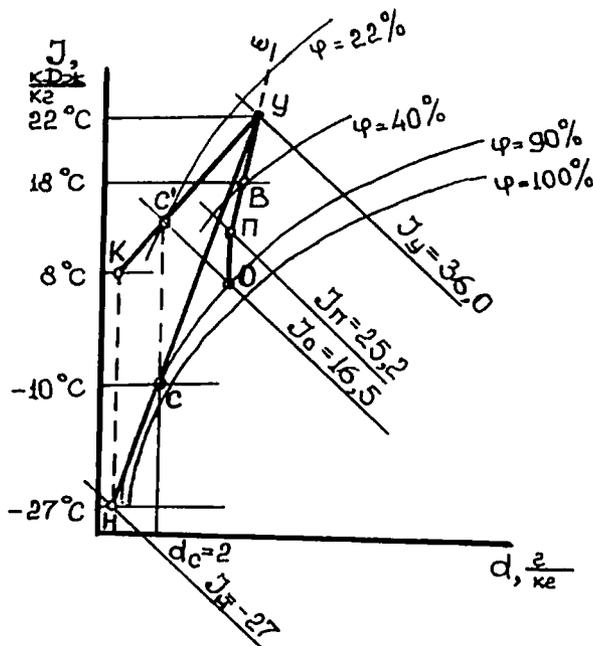


Рис. 3.13. К примеру 3.10

Энтальпию приточного воздуха вычислим по формуле (3.13)

$$I_n = 36 - \frac{120000}{0,278 \cdot 40000} = 25,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Определим влагосодержание воздушной смеси после подмешивания рециркуляционного воздуха к наружному воздуху по формуле (3.22)

$$d_c = \frac{26000 \cdot 0,1 + (40000 - 26000) \cdot 5,4}{40000} \approx 2 \text{ г/кг.}$$

Как видно из рис. 3.13, т. С, характеризующая состояние воздушной смеси перед воздухонагревателем первой ступени, лежит на линии  $\varphi \approx 100\%$ . Воздушная смесь соответствует насыщенному воздуху при  $t \approx -10^\circ\text{C}$ .

В реальных условиях в этом воздухе произойдет конденсация водяных паров с образованием снежинок. На входе в воздухонагреватель будет образовываться «ледяная шуба», что может привести к его поломке (заморозить воздухонагреватель).

Для данных условий указанная схема обработки воздуха не может быть рекомендована.

Рассмотрим другой вариант. Наружный воздух предварительно нагревается в воздухонагревателе первой ступени и только затем к нему подмешивается рециркуляционный воздух.

В соответствии с п. 3.6.2 определим состояние наружного воздуха после воздухонагревателя (т. К). На  $I-d$ -диаграмме (рис. 3.13) отметим т. С', лежащую на пересечении линий,  $d_c = 2$  г/кг и  $I_o = 16,5$  кДж/кг.

Точка К определится на пересечении линии  $d_n$  с продолжением отрезка УС'.

Как видно из рис. 3.13, предварительный нагрев наружного воздуха до  $8^\circ\text{C}$  и последующее подмешивание к нему части удаляемого воздуха позволяет получить смесь с  $\varphi \approx 22\%$ . Эту схему можно рекомендовать для реализации на практике. Здесь тепловлажностная обработка воздуха включает следующие этапы:

- НК – нагрев наружного воздуха в ВН<sub>1</sub>;
- КУ – смешение наружного и рециркуляционного воздуха;
- С'О – адиабатическое увлажнение воздуха в ОКФ;
- ОII – нагрев воздуха в ВН<sub>2</sub>;
- ПВУ – процесс в помещении.

**Пример 3.11.** Определить, до какой минимальной температуры можно охладить наружный воздух, применяя двухступенчатое охлаждение и обычное прямое изохлорное охлаждение?

Наружный воздух имеет  $t_n = 30^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_n = 20\%$ .

**Решение.** На  $I-d$ -диаграмму наносим т. Н (рис. 3.14).

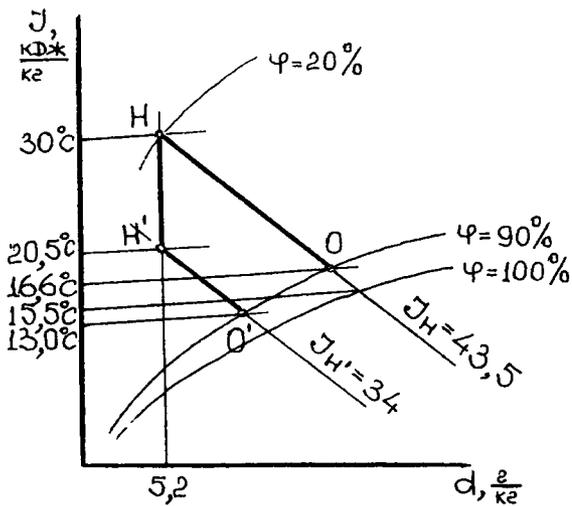


Рис. 3.14. К примеру 3.11

Определяем конечную температуру воздуха при изэнтальпийном охлаждении. Для этого находим т. О – состояние воздуха на выходе из ОКФ. Она лежит на пересечении  $I_n$  с  $\varphi = 90\%$ . Из рис. 3.14 видно: искомая температура равна  $16,6^\circ\text{C}$ .

Изобразим на  $I-d$ -диаграмме процесс двухступенчатого охлаждения воздуха (раздел 3.7). Для этого последовательно находим т. Н', О'. По уравнению 3.24 определяем температуру воздуха после теплообменника (первую ступень охлаждения)

$$t_{н'} = (15,5 + 2) + 3 = 20,5^\circ\text{C}.$$

Точка Н' находится на пересечении линий  $t = 20,5^\circ\text{C}$  и  $d_n = 5,2$  г/кг.

Точка О' находится на пересечении линий  $I_{н'}$  и  $\varphi = 90\%$ .

Линия НН'О' отвечает двухступенчатому охлаждению воздуха. Точка О' характеризует конечное состояние воздуха на выходе из ОКФ. Изотерма точки О соответствует  $13^\circ\text{C}$ .

Из примера видно, что при двухступенчатом охлаждении параметры воздуха из ОКФ ниже, чем при прямом испарительном процессе.

Разность по температурам:  $\Delta t_o = 16,6 - 13 = 3,6^\circ\text{C}$ ; по энтальпиям  $\Delta I_o = 43,5 - 34 = 9,5$  кДж/кг.

**Пример 3.12.** Воздух с параметрами  $t_1 = 22^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 20\%$  увлажняем водяным паром до  $\varphi_2 = 60\%$ .

Определить расход пара, если его давление составляет 1 ат (101300 Па). Расход воздуха равен 10 000 кг/ч.

**Решение.** На  $I-d$ -диаграмму наносим точку В<sub>1</sub>, отвечающую начальному состоянию воздуха (рис. 3.7). Энтальпия пара  $P = 1$  ат равна 2676 кДж/кг (прил. 2). Согласно формуле (3.25) величина углового коэффициента  $\varepsilon = 2676$  кДж/кг.

Через т. В<sub>1</sub> проводим луч процесса. На пересечении луча процесса с  $\varphi = 60\%$  отмечаем т. В<sub>2</sub>, которая отвечает конечному состоянию воздуха. Прямая В<sub>1</sub>В<sub>2</sub> соответствует процессу увлажнения воздуха водяным паром. По  $I-d$ -диаграмме определяем влагосодержание и энтальпию воздуха до и после увлажнения

$$d_{B_1} = 3,3 \text{ г/кг}, d_{B_2} = 10 \text{ г/кг},$$

$$I_{B_1} = 30,1 \text{ кДж/кг}, I_{B_2} = 48,0 \text{ кДж/кг}.$$

Расход водяного пара по формуле (3.26):

$$D = 10000 \cdot (10 - 3,3) \cdot 10^{-3} = 67 \text{ кг/ч}.$$

Расход водяного пара по формуле (3.27) равен

$$D = 10000 \frac{48 - 30,1}{2676} \approx 67 \text{ кг/ч}.$$

### 3.10. Контрольные задачи

3.1. Приточный воздух при  $t_n = -11^\circ\text{C}$  и  $I_n = -9,22$  кДж/кг при  $P_6 = 760$  мм рт. ст. требуется подать в помещение при  $t_n = 19^\circ\text{C}$  и относительной влажностью  $\varphi = 50\%$ . С помощью каких способов его обработки можно получить заданные параметры, как изобразятся процессы обработки на  $I-d$ -диаграмме?

3.2. Какими способами можно охладить и осушить 10000 кг/ч приточного воздуха при  $t_n = 22^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 50\%$ ,  $P_6 = 760$  мм рт. ст. до температуры  $t_k = 10^\circ\text{C}$ ? Одинакова ли будет относительная влажность в конечном состоянии при том или ином способе обработки воздуха?

3.3. На участках испытания электронных приборов в сборочном цехе завода аппаратуры связи в г. Перми эксплуатируется центральная приточная система кондиционирования воздуха. Принципиальная схема СКВ в холодный период года приведена на рис. 3.15. Испытания системы при расчетных параметрах наружного воздуха ( $t_n = -35^\circ\text{C}$ ,  $I_n = -34,9$  кДж/кг) и при всем в полную нагрузку работающем технологическом оборудовании дали следующие результаты: фактическая производительность кондиционера КТЦЗ-80 –  $L_n = 66670$  м<sup>3</sup>/ч; параметры воздуха после секций 1-го подогревателя –  $t_k = 32^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_k = 3,5\%$ ; то же после камеры орошения –

3.6. Прокомментируйте схему обработки воздуха в СКВ, приведенную на  $I-d$ -диаграмме (рис. 3.17). Какая схема компоновки центрального кондиционера здесь реализована? Определите расход холода, тепла в СКВ. Рассчитайте расход холодоносителя, приняв расход приточного воздуха 10000 кг/ч.

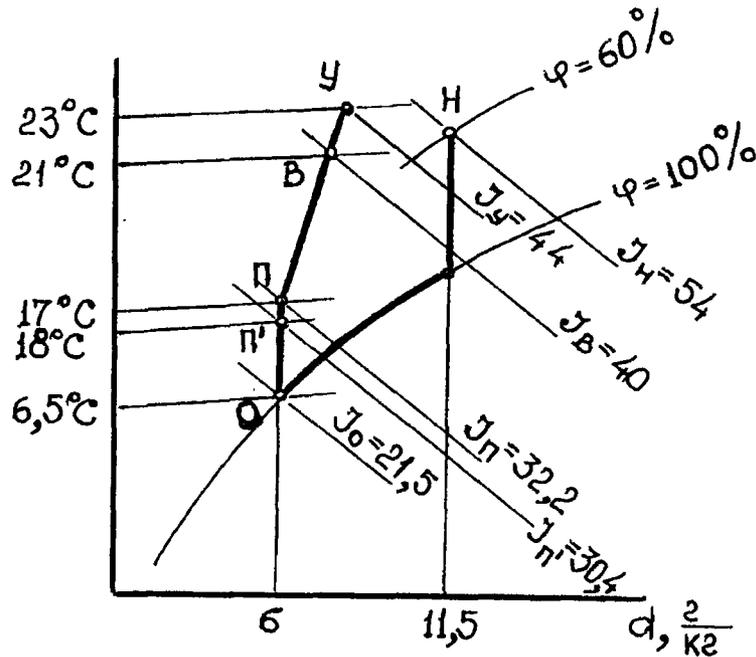


Рис. 3.17. К задаче 3.6

3.7. Известно, что в СКВ с одной рециркуляцией в холодный период применяют два варианта нагрева воздуха на первой ступени воздухонагревателей: 1 вариант – предварительно нагревается наружный воздух в воздухонагревателе и затем смешивается с частью удаляемого воздуха, 2 вариант – смешение наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется до воздухонагревателя 1-й ступени с последующим нагревом всей смеси.

Докажите, что расход теплоты в обоих вариантах одинаковый.

3.8. Схема СКВ приведена на рис. 3.18.

Количество приточного воздуха  $G_n = 100000$  кг/ч (производительность вытяжной системы общеобменной вентиляции составляет так же 100000 кг/ч).

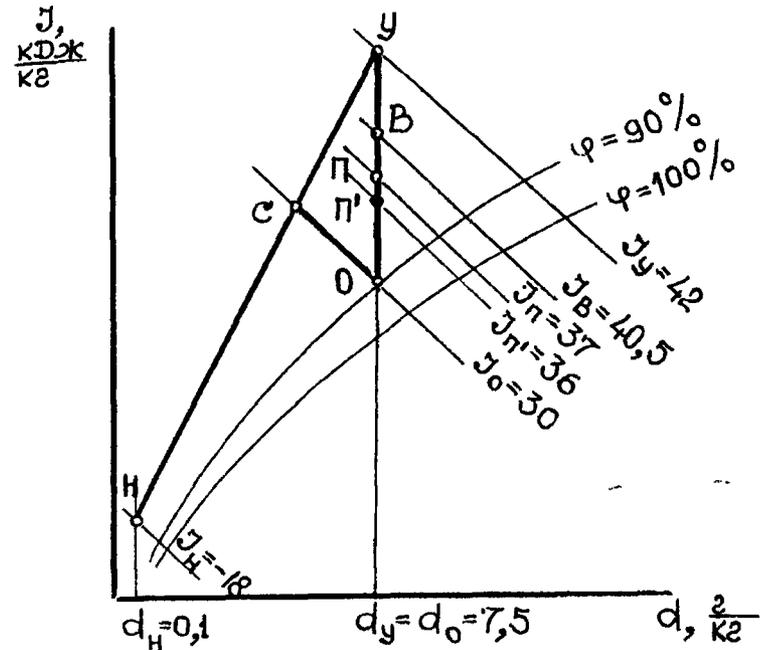


Рис. 3.18. К задаче 3.8

Расход наружного воздуха составляет 20000 кг/ч. Принято решение: при реконструкции увеличить расход наружного воздуха (из-за изменения санитарных условий в помещении) до 30000 кг/ч при сохранении общей схемы СКВ и марки кондиционера. Что изменится в схеме обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме? Приведите построения.

Определите общий расход теплоты до и после реконструкции СКВ.

3.9. Наружный воздух в количестве 10000 кг/ч при  $t_n = -15$  °C и  $I_n = -12,6$  кДж/кг и  $P_6 = 760$  мм рт. ст. нагревается в калориферной установке до  $t_n = 20$  °C и увлажняется паром низкого давления. Какое количество пара, кг/ч, необходимо подавать в воздух, чтобы его относительная влажность была  $\varphi = 50\%$ ?

3.10. Для поддержания в зрительном зале кинотеатра на 800 мест оптимальных параметров внутреннего воздуха  $t = 25$  °C,  $\varphi = 60\%$  в теплый период необходимо спроектировать УКВ.

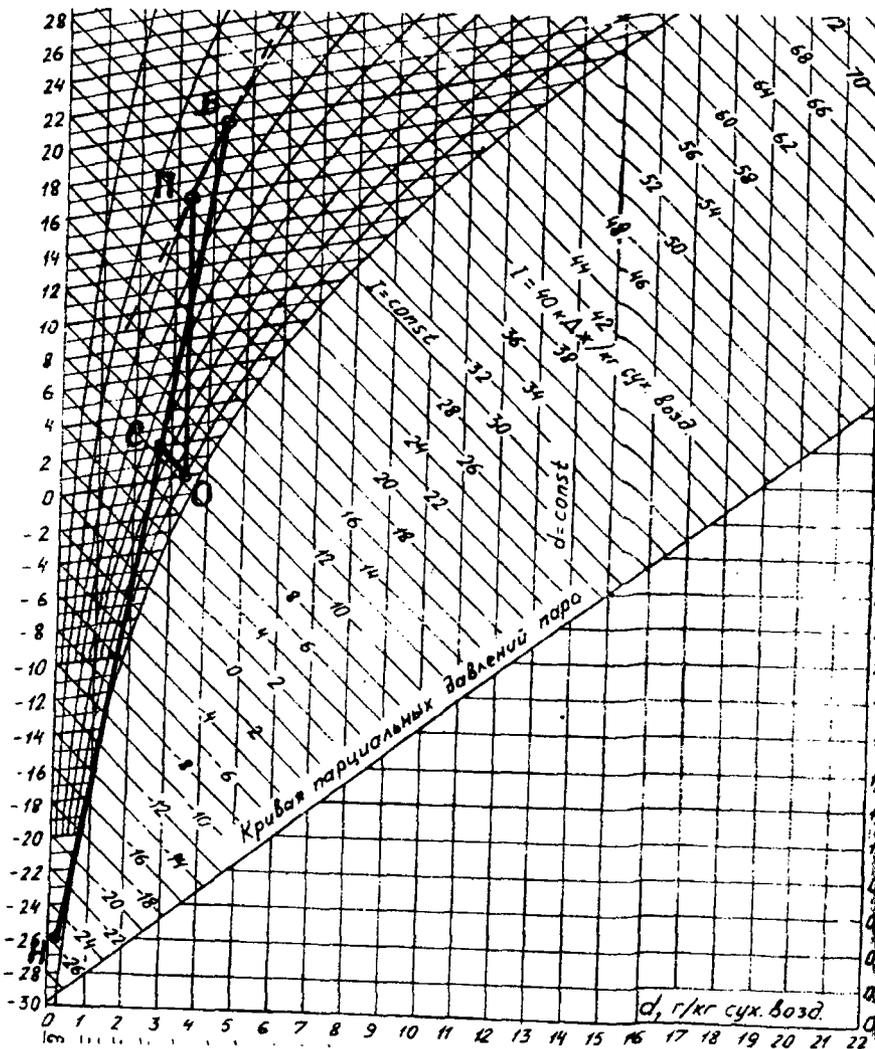


Рис. 3.19. К задаче 3.11

Исходные данные:

- параметры наружного воздуха для УКВ II класса  $t_n = 28$   
 $I_n = 52$  кДж/кг;
- избыточные тепlopоступления  $Q = 74400$  Вт;
- расчетная разность температур  $\Delta t = 4,5$  °С.

Предложить не менее трех схем возможной обработки воздуха в УК  
дать последовательность обработки воздуха для каждой схемы, количе

венную оценку расходов тепла, холода и воды, выбрать наиболее рациональную из них.

3.11. Студент Б при выполнении учебного проекта по кондиционированию воздуха предложил для холодного периода следующую схему обработки воздуха – рис. 3.19. Укажите на ошибку в проектном решении и предложите другой (другие) вариант обработки воздуха, который апробирован на практике, при сохранении параметров приточного воздуха. Приведите компоновочную схему центрального кондиционера для своего варианта и схему обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме.

3.12. Для обеспечения требуемых параметров внутреннего воздуха  $t_v = 24$  °С,  $\phi_v = 58\%$  в цехе швейной фабрики эксплуатировалась прямоточная СКВ II класса производительностью  $31875$  м<sup>3</sup>/ч по традиционной схеме. Технология обработки воздуха прямоточной СКВ:

- параметры наружного воздуха  $t_n^B = 30$  °С,  $I_n^B = 52$  кДж/кг;
- параметры приточного воздуха  $t_n = 19$  °С,  $d_n = 10$  г/кг;
- относительная влажность воздуха на выходе из ОКФ  $\phi_o = 90\%$ .

При реконструкции возможно предусмотреть установку в СКВ:

- камеры орошения с управляемым процессом;
- парогенератора.

Дать экономическую оценку по каждому процессу обработки воздуха.

Предложить наиболее рациональную схему обработки воздуха.

## 4. РАСЧЕТ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ

### 4.1. Расчет камеры орошения

Целью расчета оросительной камеры является:

- выбор типа камеры;
- определение режимных параметров (расхода и давления воды по форсунками, температуры воды на входе, выходе из камеры).

Ниже приведен порядок расчета двухрядных оросительных камер ОКФЗ по методике ВНИИКондиционер [2, с. 53]. Вначале расчет камер производят на теплый период, затем – на холодный:

а) теплый период.

Тип оросительной камеры определяют с учетом рекомендаций, приведенных в таблице (прил. 4). Производительность камеры орошения по воздуху соответствует производительности кондиционера.

Расчет режимных параметров ОКФЗ производят с учетом характеристик луча процесса камеры при политропической обработке в теплый период (например, отрезок НО, см. рис. 3.2).

Определяют коэффициент адиабатной эффективности процесса

$$E_a = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{np}},$$

где  $I_1, I_2$  – энтальпия воздуха на входе, выходе из камеры, соответственно, кДж/кг;

$I_{np}$  – энтальпия предельного состояния воздуха на  $I-d$ -диаграмме кДж/кг. Определяется графически как точка пересечения луча процесса обработки воздуха в камере с линией  $\varphi = 100\%$  [2, с. 55].

Вычисляют коэффициент орошения  $\mu$  по формуле

$$\mu = \left[ \frac{\left( \ln \frac{1}{1 - E_a} - 0,15 \right)^{\frac{1}{\alpha_1}}}{A_1} \right],$$

где  $\alpha_1, A_1$  – коэффициенты, определяемые по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Численные значения коэффициентов  $A_1, \alpha_1$

Производительность ОКФЗ, тыс. м <sup>3</sup> /ч	Исполнение	Коэффициенты	
		$A_1$	$\alpha_1$
10; 20	2	0,503	1,91
20	1		
63...160; 250	2	0,611	1,96
10; 63...160; 250	1	0,655	2,02
31,5; 40; 200	2		
31,5; 40; 200	1	0,716	2,07

Коэффициент орошения можно определить из графической зависимости  $E_a = f(\mu)$  по прил. 4, рис. Б.

Также графическим путем по значению  $\mu$  находят численное значение коэффициента приведенной энтальпийной эффективности  $E_n$  (прил. 4, рис. Б).

Определяют относительный перепад температур воздуха

$$\theta = 0,33 \cdot c_w \cdot \mu \cdot \left( \frac{1}{E_n} - \frac{1}{E_a} \right).$$

Вычисляют начальную температуру воды в камере

$$t_{w_1} = t_{в.пр} - \frac{\theta(I_1 - I_2)}{c_w \cdot \mu},$$

где  $t_{в.пр}$  – предельная температура воздуха, определяется графически на  $I-d$ -диаграмме как температура точки пересечения луча процесса камеры с линией  $\varphi = 100\%$ .

Рассчитывают конечную температуру воды (на выходе из камеры) по уравнению

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{(I_1 - I_2)}{c_w \cdot \mu}.$$

Определяют расход разбрызгиваемой воды

$$G_w = \mu \cdot G.$$

Вычисляют расход воды через форсунку (производительность форсунки)

$$g_{\phi} = \frac{G_w}{n_{\phi}}.$$

Необходимое давление воды перед форсункой типа ЭШФ 7/10 определяют по формуле

$$\Delta P_{\Phi} = \left( \frac{g_{\Phi}}{93,4} \right)^{\frac{1}{0,49}}.$$

Давление воды перед форсункой можно определить и графическим путем по известной зависимости (прил. 4, рис. А).

Согласно [2, с. 54] устойчивая работа форсунок соответствует  $20 \text{ кПа} \leq P_{\Phi} \leq 300 \text{ кПа}$ . Если условие не выполняется, принимают другой вариант исполнения ОКФЗ (прил. 4, табл.) или другой режим ее работы.

Расход холодной воды от холодильной станции определяют по уравнению

$$G_{w_1} = \frac{Q_{\text{хон}}}{c_w(t_{w_2} - t_{w_1})};$$

б) холодный период

В этот период года ОКФЗ работает в режиме адиабатического увлажнения воздуха (раздел 3.5.2). Для расчета режимных параметров используют луч процесса в камере (например, отрезок КО, рис. 3.3).

Определяют коэффициент эффективности теплообмена по формуле

$$E_a = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_m}.$$

По формуле (4.2) (или по прил. 4, рис. Б) определяют  $\mu$ , по формуле (4.6) –  $G_w$ , по формуле (4.7) –  $g_{\Phi}$ , по формуле (4.8) (или по прил. 4, рис. А) –  $\Delta P_{\Phi}$ .

Расход испарившейся воды в камере определяют по формуле (3.16).

На основании расчета режимов работы ОКФЗ в теплый и холодный периоды работы года принимают требуемые (большие) расчетные параметры.

#### 4.2. Расчет воздухонагревателей

Расчет воздухонагревателей осуществляют на два периода года: сначала производят расчет на холодный период, затем – на теплый период года.

Также отдельно производят расчет воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Целью расчета воздухонагревателей является определение требуемой и располагаемой поверхностей теплопередачи и режима их работы [1]. Методика расчета воздухонагревателей приведена в [1, с. 203-210].

Исходными данными для расчета являются:

- массовый расход воздуха через воздухонагреватель  $G_{\text{воз}}$ , кг/ч;
- начальная и конечная температура воздуха, °С;
- начальная и конечная температура горячего теплоносителя (перегретой воды), °С.

При поверочном расчете задаются типом и числом базовых воздухонагревателей исходя из марки центрального кондиционера (прил. 5), то есть вначале принимают стандартную компоновку, а расчетом ее уточняют.

При расчете вычисляют:

- теплоту, необходимую для нагрева воздуха, Вт, по формуле (3.14) или по уравнению:

$$Q_{\text{воз}} = 0,278 \cdot G_{\text{воз}} \cdot C_{\text{воз}}(t_k - t_n),$$

где  $C_{\text{воз}}$  – удельная теплоемкость воздуха ( $C_{\text{воз}} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ );

- расход горячей воды, кг/ч:

$$G_w = \frac{3,6 Q_{\text{воз}}}{4,19 (t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})} = 0,859 \frac{Q_{\text{воз}}}{(t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})}; \quad (4.11)$$

- коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$K = a(\rho v)^q w^r, \quad (4.12)$$

где  $a, q, r$  – коэффициенты, их численные значения приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Расчетные коэффициенты

Количество рядов теплообменника	$a$	$q$	$r$	$b$	$m$
1	28,0	0,448	0,129	4,16	1,707
1,5	25,3	0,47	0,087	3,92	1,761
2	25,5	0,485	0,127	0,94	1,716

В зависимости от марки кондиционера выбирают число и тип базовых теплообменников (прил. 5), для которых вычисляют массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя, кг/(м<sup>2</sup>·с):

$$\rho v = \frac{G_{\text{воз}}}{3600 \cdot f_{\text{воз}}}, \quad (4.17)$$

где  $f_{\text{воз}}$  — площадь живого сечения для прохода воздуха в воздухонагревателе, м<sup>2</sup>;

— скорость движения горячей воды по трубам теплообменника, м/с:

$$W = \frac{G_w}{\rho_w \cdot f_w \cdot 3600}, \quad (4.18)$$

где  $\rho_w$  — плотность воды при ее средней температуре, кг/м<sup>3</sup>;

$f_w$  — площадь сечения для прохода воды (прил. 5), м<sup>2</sup>;

— среднюю разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{вк}}}{2} - \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}, \quad (4.19)$$

— требуемую площадь теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{воз}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (4.20)$$

При этом необходимо выполнять следующее условие: между расходуемой поверхностью  $F_p$  (предварительно выбранным воздухонагревателем) и требуемой поверхностью  $F_{\text{тр}}$  запас поверхности теплообмена должен превышать 15%:

$$\frac{F_p - F_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} \cdot 100 \leq 15 \%. \quad (4.21)$$

При большем, чем на 15%, расхождении величин ( $F_p > F_{\text{тр}}$ ) рекомендуют уменьшить скорость движения воды до минимума, равного 0,15 м/с, откорректировать расход воды и ее конечную температуру, а также повторно произвести расчет требуемой поверхности теплообмена.

При наличии двух и более базовых теплообменников на каждой ступени кондиционера выполнить условие 4.17 возможно также путем изменения схемы обвязки воздухонагревателей. Снизить  $F_p$  можно путем уменьшения рядности теплообменника.

Расчет воздухонагревателей второго подогрева осуществляют по той же методике, что и расчет воздухонагревателей первого подогрева (при необходимости расчета горячей воды следует принимать не выше 70°C).

Для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателя, Па, применяют уравнение

$$\Delta P_{\text{вн}} = b(v\rho)^m \cdot N_1, \quad (4.18)$$

где  $b, m$  — коэффициенты, определяемые по табл. 4.2;

$N_1$  — число теплообменников, установленных последовательно по ходу воздуха.

Отметим еще один методический подход, применяемый при расчете воздухонагревателей [1, 9]. При выборе режимов нагрева воздуха оценивают энергетическую целесообразность принимаемых решений. Рекомендуется использовать метод термодинамической эффективности процессов.

Показатель эффективности теплообмена  $\theta_t$  определяют по уравнению

$$\theta_t = \frac{t_k - t_n}{t_{\text{вн}} - t_n}. \quad (4.19)$$

При противоточной схеме движения через теплообменник горячей воды и воздуха применяют следующее уравнение:

$$\theta_t = \frac{1 - \exp[-N_t(1-W)]}{1 - W \cdot \exp[-N_t(1-W)]}. \quad (4.20)$$

Здесь используют два критериальных показателя:

— показатель числа единиц переноса тепла

$$N_t = \frac{3,6kF}{Gc}; \quad (4.21)$$

— показатель отношения теплоемкостей потоков

$$W = \frac{Gc}{G_w c_w}. \quad (4.22)$$

Графическая зависимость для показателя теплотехнической эффективности, построенная по уравнению (4.20), приведена в прил. 6. Как видно из графической зависимости, существенное увеличение показателя  $\theta_t$  имеет место при возрастании  $N_t$  до 1,6...1,8. Этими верхними значениями  $N_t$  рекомендуется ограничить выбор величин  $\theta_t$  [9].

Требуемая поверхность теплообменника (воздуонагревателя) согласно уравнению (4.21) равна:

$$F_{\text{тр}} = \frac{N_t G_c}{3,6K} \quad (4.2)$$

Коэффициент теплопередачи  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяют по эмпирическим формулам в зависимости от конструктивного выполнения теплообменника. Для воздухонагревателей типа ВН-3 применяют формулу (4.1) для воздухонагревателей типа ВНВ 243.1, производимых фирмой «Вега» используют уравнение [9]:

$$K = A(v\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18} \quad (4.2)$$

Значение коэффициента  $A$  приведено в табл. 4.3. Уравнение (4.24) справедливо при  $v\rho = 1,5 \dots 10,0$  кг/(м<sup>2</sup>·с),  $\omega = 0,12 \dots 1,0$  м/с.

Таблица 4.

Значения коэффициентов  $A$ ,  $B$ ,  $n$  для формул (4.24) и (4.25)

Коэффициент	Количество рядов трубок, шт.							
	1		2		3		4	
	Шаг пластин, мм							
	1,8	2,5	4	1,8	2,5	1,8	1,8	
$A$	20,94	21,68	23,11	20,94	21,68	20,94	20,94	
$B$	2,104	1,574	1,034	4,093	3,035	6,044	7,962	
$n$	1,64	1,74	1,81	1,65	1,72	1,66	1,59	

Для теплообменников типа ВНВ 243.1 величину аэродинамического сопротивления воздушному потоку  $\Delta P$ , Па, определяют по формуле

$$\Delta P_{\text{вн}} = B(v\rho)^n \quad (4.2)$$

Гидравлическое сопротивление при прохождении воды по трубам теплообменника  $\Delta P_w$ , кПа, вычисляют по уравнению

$$\Delta P_w = 1,968 L_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69} \quad (4.2)$$

где  $L_{\text{хода}}$  – приведенная длина хода воды в трубках, м.

В теплообменниках типа ВНВ 243.1 поверхность теплопередачи представлена медными трубками (12×0,5) мм с наружным оребрением из алюминиевой фольги  $\delta = 0,2$  мм.

Конструктивная схема и основные размеры воздухонагревателей ВНВ 243.1 для центральных кондиционеров каркасно-панельного типа (КЦКП) фирмы «Вега» приведены в прил. 7.

### 4.3. Расчет воздухоохладителей

В качестве воздухоохладителей в СКВ могут применяться поверхностные теплообменники с наружным оребрением с циркуляцией холодной воды в трубном пространстве.

Охлаждение воздуха может осуществляться при постоянном влагосодержании (сухое охлаждение), а также при уменьшении влагосодержания, т.е. охлаждение сопровождается его осушением (разд. 1.3).

Конструктивная схема и основные размеры блока воздухоохладителей для центральных кондиционеров типа КЦКП (фирмы «Вега») приведены в прил. 8.

Рассмотрим методики расчета воздухоохладителей в зависимости от режима работы.

#### 4.3.1. Расчет воздухоохладителей при сухом охлаждении

Расчет и выбор режимов работы воздухоохладителей приводится с помощью показателей  $\theta_t$ ,  $W$ ,  $N_t$  (разд. 4.2).

Показатель теплотехнической эффективности для сухого охлаждения воздуха по аналогии с уравнением (4.19) имеет вид

$$\theta_t = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{w_n}} \quad (4.27)$$

При этом должны выполняться (задаваться) условия:  $t_{w_n} \cong t_p$ ,  $t_k > t_p$ .

Численные значения  $\theta_t$  также могут вычисляться по уравнению (4.20), что позволяет проводить оценку режимов охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании по графику  $\theta_t = f(W, N_t)$  (прил. 6).

Таким образом, предлагается такая последовательность расчета воздухонагревателя [1, 9]:

1. Задают параметры воздуха  $G$ ,  $t_n$ ,  $d_n$ ,  $l_n$ ,  $t_k$ .
2. Принимают начальную температуру воды  $t_{w_n} = t_p$ .
3. Задают показатель отношения теплоемкостей потоков (водяных эквивалентов)  $W = 0,1 \dots 0,6$ .
4. Определяют расход холодной воды (из формулы (4.22))

$$G_w = \frac{Gc}{Wc_w} \quad (4.28)$$

5. Определяют и уточняют конечную температуру воды (на выходе из воздухоохладителя)  $t_{w_k}$ :

$$t_{w_k} = t_{w_n} + W(t_n - t_k) \quad (4.29)$$

При этом ограничивают  $\Delta t_w = t_{w_k} - t_{w_n} = 2-6^\circ\text{C}$  путем изменения  $G_w$  по формуле (4.28).

6. В соответствии с расходом охлаждаемого воздуха  $G$  выбирают тип воздухоохладителя (прил. 5, 7). В зависимости от конструктивных размеров блока воздухоохладителя, схем обвязки определяют скорости движения воздуха  $v_p$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), воды  $\omega$ , м/с, по формулам (4.13), (4.14).

Согласно рекомендациям [1, 9] оптимальная скорость воды по трубкам теплообменника  $\omega = 0,6 \dots 1,0$  м/с. Этой предельной величиной ограничивают данный параметр.

7. Определяют показатель теплотехнической эффективности  $\theta_t$  по формуле (4.27)).

8. По графику (прил. 6) при известных  $\theta_t$  и  $W$  находят значение показателя  $N_t$ . Рекомендуемые рациональные предельные значения  $N_t$  соответствуют 1,6...1,8 [9].

9. Определяют требуемую площадь поверхности воздухоохладителя (по формуле (4.23)):

$$F_{\text{тр}} = \frac{N_t G_c}{3,6K},$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Определяют по уравнениям, аналогичным формулам (4.12), (4.24).

10. Определяют запас поверхности воздухоохладителя по формуле (4.17). Он не должен превышать 10%, в противном случае необходимо изменить режим работы теплообменника, приняв новое значение  $W$ , и повторить расчет [1].

#### 4.3.2. Расчет воздухоохладителей при охлаждении и осушении воздуха

Расчет может проводиться по методике, которая предусматривает замещение реального процесса охлаждения и осушения воздуха на "условно сухой режим охлаждения", эквивалентный по затратам холода [1,9].

Порядок расчета воздухоохладителя:

- задают начальные параметры воздуха  $t_n, d_n(t_n, \varphi_n), G$ ;
- задают конечные параметры воздуха  $t_k, d_k(t_k, \varphi_k)$ .

Указывается [9], что выбор конечных параметров охлажденного и осушенного воздуха  $t_k, \varphi_k$  и др. не может быть произведен произвольно. В частности,  $\varphi_k$  зависит от  $\varphi_n$ .

Рекомендовано [9]:

- при  $\varphi_n < 45\%$   $\varphi_k = 88\%$ ,
- при  $45\% \leq \varphi_n \leq 70\%$   $\varphi_k = 92\%$ ,
- при  $\varphi_n > 70\%$   $\varphi_k = 98\%$ ;

– строят реальный процесс охлаждения и осушения воздуха на  $l-d$  диаграмме (рис. 4.1).

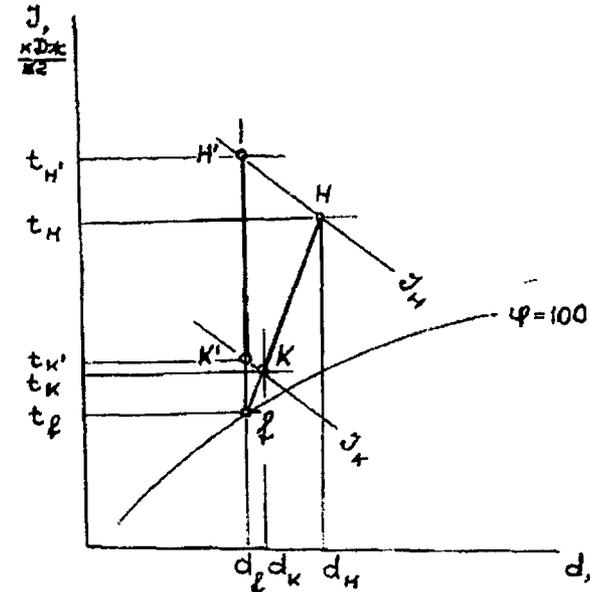


Рис. 4.1. Построение реального процесса охлаждения и осушения воздуха и "условно сухого режима охлаждения":  
 НК – луч реального охлаждения и осушения;  
 Н'К' – луч "условно сухого охлаждения"

Определяют точку Н (начальное состояние воздуха), точку К (конечное состояние воздуха), проводят отрезок НК – луч реального процесса охлаждения и осушения воздуха. На продолжении отрезка НК до  $\varphi = 100\%$  находят точку  $f$ , для которой  $t_f$  соответствует средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя. Из точки  $f$  проводят изолинию  $d_f$  до пересечения с  $l_k, l_n$ . Получают отрезок Н'К' – луч "условно сухого охлаждения воздуха";

– выполняют пп. 3-10 разд. 4.3.1.

Начальную температуру холодной воды на входе в воздухоохладитель определяют из условия  $t_{w_1} \leq t_r - 2$  [1]. С уменьшением  $t_{w_1}$  требуемая поверхность воздухоохладителя снижается.

Показатель теплотехнической эффективности в "условно сухом режиме охлаждения воздуха" вычисляют в соответствии с формулой (4.27) рис. 4.1:

$$\theta_r = \frac{t_{н'} - t_{к'}}{t_{н'} - t_{w_1}}$$

#### 4.4. Расчет оборудования холодоснабжения

##### 4.4.1. Поверочный расчет испарителя

Расчет проводится с целью определения требуемой поверхности теплопередачи и выполнения требования соответствия ее действительной (располагаемой) поверхности теплообмена. При этом запас поверхности теплообмена в соответствии с выражением (4.17) не должен превышать 15%.

Для испарителя расчетное уравнение (4.16) имеет вид

$$F_{тр} = \frac{Q_{хол}}{K_{и} \cdot \Delta t_{ср.и}} \quad (4.30)$$

где  $Q_{хол}$  – расход холода, Вт, определяют по уравнению (3.11);

$K_{и}$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К). В поверочных расчетах принимают  $K_{и} = 300 \dots 400$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [1, с. 257];

$\Delta t_{ср.и}$  – средняя разность температур между теплоносителями испарителя, °С, определяют из рис. 4.2 по уравнению

$$\Delta t_{ср.и} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (4.19)$$

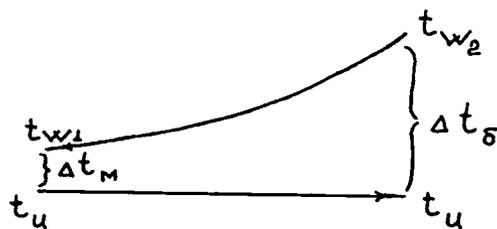


Рис. 4.2. Температурный график испарителя:

$t_{w_1}, t_{w_2}$  – температура воды на входе, выходе из ОКФ, соответственно, °С (разд. 4.1);

$t_u$  – температура испарения хладагента, °С

Температуру испарения хладагента  $t_u$  определяют из выражения

$$t_u = \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2} - (4 \dots 6) \quad (4.32)$$

Изменяя величину  $\Delta t_{ср.и}$ , необходимо добиться выполнения условия соответствия требуемой поверхности теплопередачи с располагаемой поверхностью испарителя.

Располагаемая поверхность испарителя (конденсатора) берется из технической характеристики холодильной машины (прил. 9).

Таким образом, поверочный расчет испарителя позволяет обозначить его температурный режим.

##### 4.4.2. Поверочный расчет конденсатора

Данный расчет проводят по методике, приведенной в разд. 4.4.1.

Для конденсатора требуемая поверхность определяется по уравнению

$$F_{тр} = \frac{Q_k}{K_k \cdot \Delta t_{ср.к}} \quad (4.33)$$

где  $Q_k$  – тепловая нагрузка на конденсатор, Вт:

$$Q_k = Q_{хол} + N_{ком} \quad (4.34)$$

$Q_{хол}$  – то же, что в (3.11);

$N_{ком}$  – индикаторная мощность компрессора, Вт, с некоторым запасом ее можно принять равной потребляемой мощности компрессора (прил. 9);

$K_k$  – коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м<sup>2</sup>·К). Для кожухотрубного конденсатора  $K_k = 480 \dots 600$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [1, с. 257];

$\Delta t_{ср.к}$  – средняя разность температур в конденсаторе, °С, определяют из рис. 4.3 по уравнению

$$\Delta t_{ср.к} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (4.35)$$

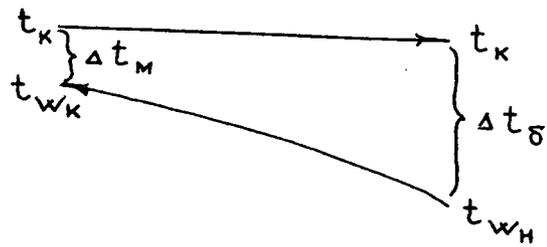


Рис. 4.3. Температурный график конденсатора:  
 $t_k$  – температура конденсации хладагента, °С;  
 $t_{w_n}, t_{w_k}$  – температура охлаждающей воды на входе, выходе, °С;

Температуру конденсации хладагента определяют по уравнению

$$t_k = t_{w_k} + (4...5), \quad (4.36)$$

$$t_{w_k} = t_{w_n} + 5. \quad (4.37)$$

При применении оборотной воды

$$t_{w_n} = t_{m_n} + (3...4), \quad (4.38)$$

где  $t_{m_n}$  – температура наружного воздуха по мокрому термометру, °С.

При этом температура конденсации не должна превышать 36°С.

Расход воды на охлаждение конденсатора определяют по уравнению

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w(t_{w_k} - t_{w_n})}. \quad (4.39)$$

Уточненный расчет  $t_{w_n}$  приведен в разд. 4.4.3 (уравнение (4.44)).

#### 4.4.3. Расчет брызгального бассейна

Для охлаждения конденсаторов холодильных машин, обслуживающих СКВ, как правило, применяются системы оборотного водоснабжения. В них для охлаждения воды применяют брызгальные бассейны и градирни. Ниже приведена методика расчета брызгального бассейна.

Целью расчета брызгального бассейна является определение его размеров (длины, ширины) и температуры охлажденной воды в резервуаре.

Площадь брызгального бассейна определяют по уравнению

$$F = \frac{G_w}{\rho_w \cdot q}, \quad (4.40)$$

где  $G_w$  – расход воды в брызгальном бассейне, кг/ч;

$\rho_w$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$q$  – плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч). В зависимости от климатических условий величину плотности орошения рекомендуется принимать  $q = 1,0...1,3$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч). Ее также можно определить по формуле

$$q = \frac{q_c \cdot n_c}{a \cdot b}, \quad (4.41)$$

здесь  $q_c$  – производительность сопла при принятом напоре, м<sup>3</sup>/ч;

$n_c$  – число сопел в пучке;

$a$  – расстояние между пучками сопел или одиночными соплами, м;

$b$  – расстояние между трубопроводами, м.

На практике широко применяются эвольвентные сопла. Их устройство изображено на рис. 4.4, схема размещения сопел в бассейне – на рис. 4.5.

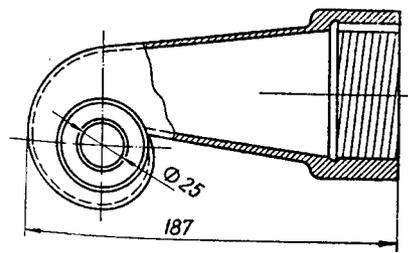


Рис. 4.4. Схема эвольвентной форсунки

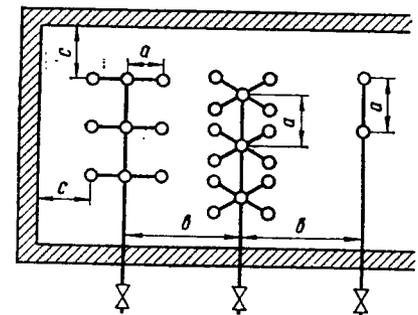


Рис. 4.5. Схема брызгального бассейна

Характеристики эвольвентных сопел приведены в прил. 10.

Количество сопел –  $n_c$  определяют по формуле

$$n_c = \frac{G_w}{\rho_w \cdot g_c}, \quad (4.42)$$

где  $g_c$  – производительность сопла (расход воды через сопло), м<sup>3</sup>/ч:

$$g_c = K_c \sqrt{H_c}, \quad (4.43)$$

здесь  $K_c$  – коэффициент производительности сопла, м/ч;  
 $H_c$  – напор перед соплом, м.

Данные о производительности эвольвентных сопел приведены в прил. 10.

Исходя из количества сопел и нормативных расстояний между элементами в брызгальном бассейне (рис. 4.5, прил. 10) определяют длину и ширину брызгального бассейна.

Глубину воды в бассейне обычно принимают 0,8...1 м [6, с. 210].

Температуру охлажденной воды в брызгальном бассейне определяют по уравнению

$$t_{охл} = t_{ср} - 0,5\Delta t_w, \quad (4.44)$$

где  $\Delta t_w$  – температурный перепад воды в бассейне, °С, принимают в пределах 3...5 °С в зависимости от климатических условий [6];

$t_{ср}$  – средняя температура охлажденной воды в бассейне, °С. Ее находят по номограмме Н.Н. Терентьева (прил. 11) в зависимости от напора  $H$  у сопел, плотности орошения  $q$ , перепада температур воды  $\Delta t_w$ , температуры наружного воздуха  $t_n$ , относительной влажности воздуха  $\phi_n$  и расчетной скорости ветра  $v$ . Величины  $t_n$ ,  $\phi_n$  и  $v$  определяют по СНиП 2.04.05-91\*.

По номограмме прил. 11, графику 1 находят значение вспомогательного коэффициента  $K_q$ ; по графику 2 – значение коэффициента  $K_v$  в зависимости от скорости ветра. Затем определяют значение вспомогательного коэффициента  $K$ :

$$K = K_q \cdot K_v \cdot \Delta t_w. \quad (4.45)$$

По номограмме прил. 11, график 3 находят среднюю температуру охлажденной воды  $t_{ср}$ .

По уравнению (4.44) определяют температуру воды на выходе из бассейна (или то же – температуру воды на входе в конденсатор холодильной машины).

Брызгальные бассейны должны размещаться в 15 м от ближайших зданий [6, с. 211].

#### 4.4.4. Расчет градирни

Схема оборотного водоснабжения с применением градирни приведена на рис. 4.6.

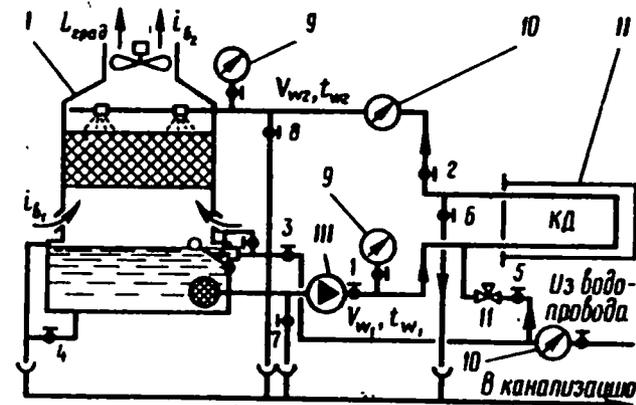


Рис. 4.6. Схема оборотного водоснабжения с применением градирни: 1 – градирня; 2 – конденсатор холодильной машины; 3 – центробежный насос; 4–8 – запорные вентили; 9 – манометр; 10 – расходомер

Градирни выбирают по требуемой площади поперечного сечения, м<sup>2</sup>, которую определяют по формуле

$$F_r = \frac{Q_{тр}}{q_f}, \quad (4.46)$$

где  $Q_{тр}$  – тепловая нагрузка на градирню, кВт;

$q_f$  – удельная тепловая нагрузка на 1 м<sup>2</sup> поперечного сечения насадки, кВт/м<sup>2</sup>. При выборе градирни принимают  $q_f = 35$  кВт/м<sup>2</sup> [7, с. 148].

Марки типовых вентиляторных градирен и их технические характеристики приведены в прил. 12.

Для определения температуры воды, выходящей из градирни (то же температура воды на входе в конденсатор), применяют уравнение

$$t_{w1} = t_{нм} + \Delta t_w \left( \frac{1}{\eta_{гр}} - 1 \right), \quad (4.47)$$

где  $t_{нм}$  – температура наружного воздуха по мокрому термометру, °С;

$\Delta t_w$  – то же, что в формуле (4.44). В расчетах принимают  $\Delta t_w = 3 \dots 5^\circ\text{C}$ ;

$\eta_{гр}$  – коэффициент эффективности градирни. Для градирен типа ГПВ (прил. 12)  $\eta_{гр} = 0,15 \dots 0,45$ .

Для расчета  $\eta_{гр}$  применяют уравнение

$$\eta_{гр} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{t_{w2} - t_{нм}} = \frac{\Delta t_w}{\Delta t_w + t_{w1} - t_{нм}}, \quad (4.48)$$

где  $t_{w2}$  – температура воды, поступающей в градирню (выходящей из конденсатора, °С).

#### 4.5. Примеры

**Пример 4.1.** Выполнить расчет ОКФЗ для теплого и холодного периода года, если расход приточного воздуха составляет 40825 кг/ч (схема обработки воздуха в СКВ приведена на рис. 4.7).

**Решение.** Расчет ОКФЗ производим по методике ВНИИКондиционер (разд. 4.1):

а) теплый период

Определяем объемную производительность СКВ

$$\frac{40825}{12} = 34021 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В соответствии с прил. 4 принимаем оросительную камеру типа ОКФЗ-31,5, индекс 03.01304, исполнение 1, общее число форсунок  $n_{\phi} = 63$  шт. (ЭШФ 7/9).

Определяем коэффициент адиабатной эффективности процесса по формуле (4.1) с учетом характеристик луча процесса камеры (см. рис. 4.7, отрезок CO):

$$E_a = \frac{48 - 31}{48 - 29} = 0,895.$$

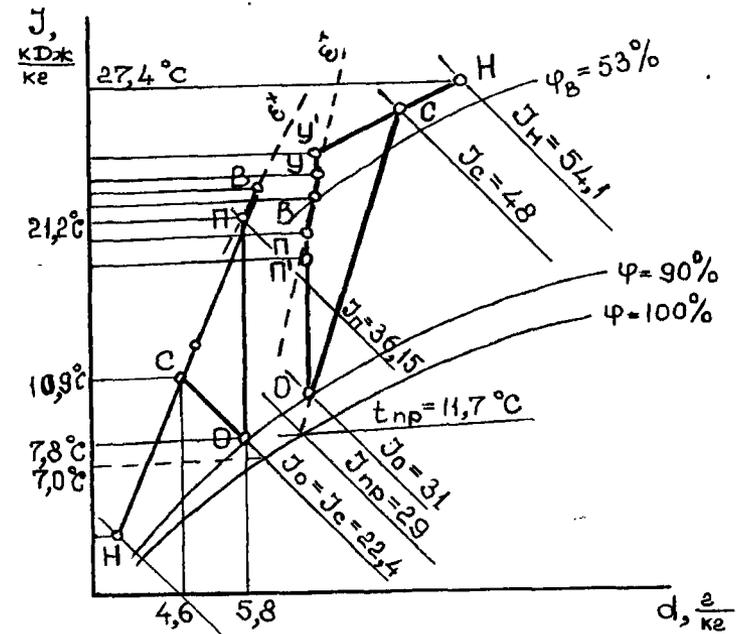


Рис. 4.7. Схемы процессов кондиционирования воздуха (к примеру 4.1, 4.2)

Вычисляем коэффициент орошения по формуле (4.2):

$$\mu = \left[ \frac{\left( \ln \frac{1}{1 - 0,895} - 0,15 \right)^{2,07}}{0,716} \right]^{\frac{1}{2,07}} = 1,68.$$

Здесь  $A = 0,716$ ;  $\alpha_1 = 2,07$  – коэффициенты для ОКФЗ-31,5 исполнения 1 (табл. 4.1).

Используя графическую зависимость  $E_a = f(\mu)$ , по прил. 4, рис. Б определим коэффициент орошения  $\mu \approx 1,69$ , коэффициент приведенной энтальпийной эффективности  $E_n = 0,57$ .

Определяем относительный перепад температур по формуле (4.3):

$$\theta = 0,33 \cdot 4,19 \cdot 1,68 \left( \frac{1}{0,57} - \frac{1}{0,895} \right) = 1,48.$$

Вычислим температуру воды на входе в камеру по формуле (4.4):

$$t_{w_1} = 11,7 - \frac{1,48(48 - 31)}{4,19 \cdot 1,68} = 8,1^\circ \text{C}.$$

Определим температуру воды на выходе из камеры по формуле (4.5):

$$t_{w_2} = 8,1 - \frac{48 - 31}{4,19 \cdot 1,68} = 10,5^\circ \text{C}.$$

Расход разбрызгиваемой воды в соответствии с формулой (4.6):

$$G_w = 40825 \cdot 1,68 = 68586 \text{ кг/ч} (\sim 68,6 \text{ м}^3/\text{ч}).$$

Вычисляем расход воды через форсунку (производительность форсунки) по формуле (4.7):

$$g_\phi = \frac{68586}{63} \approx 1089 \text{ кг/ч}.$$

Определяем давление воды перед форсункой по прил. 4, рис. А:

$$P_\phi = 130 \text{ кПа}.$$

Определяем расход холодной воды от холодильной станции по формуле (4.9):

$$G_{w_2} = \frac{40825(48 - 31)}{4,19(10,5 - 8,1)} = 69016 \text{ кг/ч} \left( 69 \text{ м}^3/\text{ч} \right).$$

б) холодный период

Определяем коэффициент эффективности теплообмена по формуле (4.10):

$$E_a = \frac{10,9 - 7,8}{10,9 - 7} = 0,794.$$

Определяем коэффициент орошения из графической зависимости  $E_a = f(\mu)$  (прил. 4.1, рис. Б)  $\mu = 1,39$ .

Вычисляем расход разбрызгиваемой воды

$$G_w = 1,39 \cdot 40825 = 56747 \text{ кг/ч}.$$

Определяем производительность форсунки по формуле (4.7):

$$g_\phi = \frac{56747}{63} \approx 900,7 \text{ кг/ч}.$$

Определяем требуемое давление воды перед форсунками (прил. 4, рис. А):

$$P_\phi = 88 \text{ кПа}.$$

Вычисляем расход испаряющейся воды в камере по формуле (4.16):

$$G_w^{\text{исп}} = 40825 \cdot (5,8 - 4,6) \cdot 10^{-3} = 49 \text{ кг/ч}.$$

Как видно из расчета, наибольший расход воды ( $68,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) и наибольшее давление воды перед форсунками (130 кПа) соответствует теплomu периоду года. Эти параметры принимаются за расчетные при подборе насоса.

**Пример 4.2.** Выполнить поверочный расчет воздухонагревателя второй ступени для холодного периода применительно к условиям примера 4.1 (см. рис. 4.7), если в качестве теплоносителя применяется перегретая вода с параметрами  $t_{w_n} = 150^\circ \text{C}$ ,  $t_{w_k} = 70^\circ \text{C}$ .

**Решение.** Согласно прил. 5 принимаем базовый теплообменник двухметровый, двухрядный, с располагаемой поверхностью  $F_p = 120,8 \text{ м}^2$ , площадь фронтального сечения для воздуха  $f_a = 3,315 \text{ м}^2$ , площадь сечения для прохода воды  $f_w = 0,00296 \text{ м}^2$ .

Расход горячей воды  $G_w$  определим по формуле (4.11):

$$G_w = \frac{3,6Q_a}{4,19(t_{w_n} - t_{w_k})},$$

где  $Q_a$  – расход теплоты для нагрева воздуха, Вт, по формуле (3.10):

$$Q_a = G(J_n^x - J_o^x),$$

$$Q_a = 0,278 \cdot 40825 (36,15 - 22,4) = 156053 \text{ Вт};$$

$$G_w = \frac{3,6 \cdot 156053}{4,19(150 - 70)} = 1675 \text{ кг/ч}.$$

Массовая скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя согласно формуле (4.13) равна

$$v_p = \frac{40825}{3600 \cdot 3,315} = 3,42 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Скорость движения воды по трубкам воздухонагревателя согласно формуле (4.14) составит

$$w = \frac{1675}{1000 \cdot 0,00296 \cdot 3600} = 0,16 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплопередачи определим по формуле (4.12):

$$K = 25,5(3,42)^{0,485} \cdot (0,16)^{0,127} = 36,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя разность температур между теплоносителями  $\Delta t_{\text{cp}}$  согласно формуле (4.15) составит

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{150 + 70}{2} - \frac{7,8 + 21,2}{2} = 95,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Требуемая площадь теплообмена  $F_{\text{тр}}$  согласно уравнению (4.16) равна

$$F_{\text{тр}} = \frac{156053}{36,7 \cdot 95,5} = 44,5 \text{ м}^2.$$

Согласно выражению (4.17) проверяем условие

$$\frac{F_{\text{р}} - F_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} \cdot 100 \% \leq 15 \%,$$

$$\frac{120,8 - 44,5}{44,5} \cdot 100 \% = 171,5 \% > 15 \%.$$

Условие не выполняется.

Принимаем к установке однорядный теплообменник. Согласно прил. 5:  $F_{\text{р}} = 60,4 \text{ м}^2$ ,  $f_{\text{в}} = 3,315 \text{ м}^2$ ,  $f_{\text{в}} = 0,00148 \text{ м}^2$ .

Определим скорость воды по трубкам теплообменника по формуле (4.14):

$$w = \frac{1675}{1000 \cdot 0,00148 \cdot 3600} = 0,31 \text{ м/с}.$$

Определим коэффициент теплопередачи по формуле (4.12):

$$K = 28(3,42)^{0,448} \cdot (0,31)^{0,129} = 41,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемая поверхность равна по формуле (4.16):

$$F_{\text{тр}} = \frac{156053}{41,76 \cdot 95,5} = 39,13 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности теплообмена равен

$$\frac{60,4 - 39,13}{39,13} \cdot 100 \% = 54,4 \%.$$

Условие (4.17) не выполняется, тогда уменьшаем скорость движения воды до 0,2 м/с, корректируем расход воды и ее конечную температуру, повторно проводим расчет требуемой поверхности теплообмена

$$G_w = 0,2 \cdot 1000 \cdot 0,00148 \cdot 3600 = 799,2 \text{ кг/ч}.$$

Конечную температуру воды определим из формулы (4.11):

$$t_{w_2} = 150 - \frac{0,86 \cdot 156053}{10656} = 24,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уточняем среднюю разность температур по формуле (4.15):

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{150 + 24,1}{2} - \frac{7,8 + 21,2}{2} = 72,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уточним коэффициент теплопередачи по формуле (4.12):

$$K = 28(3,42)^{0,448} \cdot (0,2)^{0,129} = 38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемая поверхность теплопередачи

$$F_{\text{тр}} = \frac{156053}{38 \cdot 72,6} = 56,56 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности формула (4.17):

$$\frac{60,4 - 56,56}{56,56} \cdot 100 \% = 6,8 \% < 15 \%.$$

Условие выполнено. Расчет воздухонагревателя закончен.

**Пример 4.3.** Расчет воздухонагревателя типа ВН-3 на ПЭВМ [5].

а) инструкция по работе с программой

Вначале нужно загрузить программу и ознакомиться с заставкой, затем ввести свою фамилию и группу, эти данные будут в распечатке.

Работа с программой заключается в следующем:

– вводятся начальные данные в поля ввода, перемещения от поля к полю осуществляется клавишей Tab;

– для выбора типа кондиционера переместитесь в это поле и нажмите клавишу  $\downarrow$ , выберите нужный тип кондиционера и нажмите ENTER. При этом в нижнем поле (поле сообщений) будут соответствующие сообщения;

– после того как были введены все данные, нажмите клавишу F3 для расчета;

– далее пользуйтесь подсказками программы и своими знаниями, измените тип воздухонагревателя;

– для просмотра сообщений переместите указатель в нижнее поле, при этом справа появится полоса прокрутки, пользуясь клавишами перемещения курсора, просмотрите список сообщений;

– для вывода на печать отчета о проделанной работе подготовьте принтер и нажмите F7.

б) пример расчета воздухонагревателя

Иванов И.М. гр. 341

Добрый день!

Вы приступили к расчету воздухонагревателя.

Введите исходные данные.

Вы выбрали воздухонагреватель КТЦЗ-20 02.10214.

Массовый расход воздуха: 18072.80

Начальная температура горячего теплоносителя, град: 140.00

Конечная температура горячего теплоносителя, град: 70.00

Начальная температура воздуха, град: -26.00

Конечная температура воздуха, град: 7.80

Теплота на нагрев воздуха, Вт: 168311.90

Теплообменники 1.25 м: 1

Поверхностей: 1.

**Холодный период**

4 | КТЦЗ-20 02.10214 | 2.0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 74.60 | 2.070

$G_w: 2065.43$   $w: 0.20$   $K: 19.48$   $\Lambda t: 114.10$   $F_p: 74.60/74.60$

$F_{тр}: 75.72\%$  : -1.5

Итого: Требуемая площадь поверхности воздухонагревателя больше его располагаемой поверхности!

В этой ситуации можно увеличить скорость  $w$  движения горячей воды по трубам теплообменника до 0,20 м/с, при этом конечная температура горячего теплоносителя будет равна 72,479 град.

Внесите изменения!

Конечная температура горячего теплоносителя, град: 73.00

**Холодный период**

$G_w: 2157.91$   $w: 0.20$   $K: 19.59$   $\Lambda t: 115.60$   $F_p: 74.60/74.60$

$F_{тр}: 74.32\%$  : 0.4. Требуемая площадь поверхности воздухонагревателя соответствует его располагаемой площади.

4 | КТЦЗ-20 02.10214 | 2.0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 74.60 | 2.070

Изменения 0 | 1 | 0 | 0

Итого: КТЦЗ-20 02.10214. Рядов: 2

Располагаемая площадь поверхности теплообмена  $F_p$ , кв.м: 74.6

Площадь фронтального сечения  $f_{воз}$ , кв.м: 2.07

Требуемая площадь поверхности  $F_r$ , кв.м: 74.32

Запас поверхности теплообмена, %: 0.4

Начальная  $t_{нн}$ , град.: 140.0 и конечная  $t_{кк}$ : 73.0 (температура горячего теплоносителя);

Начальная  $t_{нв}$ , град.: -26.0 и конечная  $t_{кв}$ : 7.8 (температура воздуха);

Массовый расход воздуха, кг/ч: 18072.80

Теплота, необходимая для нагрева воздуха, Вт: 168311.90

Число поверхностей: 1

Последовательное соединение.

**Пример 4.4.** Дано: напор у сопла  $H = 6$  м, плотность орошения  $q = 1$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч), перепад температур воды  $\Delta t_w = 4$  °С, расчетная температура наружного воздуха  $t_n = 30$  °С, относительная влажность 40%, скорость ветра  $v = 1,5$  м/с.

Определить температуру воды, охлажденной в брызгальном бассейне  $t_{охл}$ .

**Решение.** По номограмме прил. 11, график 1 для  $H = 6$  м и  $q = 1$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч) находим значение  $K_q = 8,56$ .

Здесь же по графику 2 при  $v = 1,5$  м/с находим  $K_v = 0,36$ . По уравнению (4.45):

$$K = 8,56 \cdot 0,36 \cdot 4 = 12,3.$$

По прил. 11, график 3 для  $t_n = 30$ °С,  $\phi_n = 40\%$  и  $K = 12,3$  находим  $t_{ср} = 30,5$ °С (ход расчета показан стрелками на номограмме прил. 11).

По уравнению (4.44)

$$t_{охл} = 30,5 - 0,5 \cdot 4 = 28,5 \text{ °С}.$$

**Пример 4.5.** Подобрать вентиляторную градирню для холодильной установки, если  $Q_x = 30$  кВт,  $\Delta t_w = 4$ °С, расчетные параметры наружного воздуха  $t_n = 28$ °С,  $\phi_n = 40\%$ .

**Решение.** Определяем тепловую нагрузку на градирню

$$Q_{тр} = 1,03 \cdot Q_x = 30,9 \text{ кВт}.$$

В соответствии с уравнением (4.46) определим площадь поперечного сечения градирни

$$F_r = \frac{30,9}{35} = 0,82 \text{ м}^2.$$

По прил. 12 подбираем вентиляторную градирню ГПВ-40М.

По  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха с учетом  $t_n$ ,  $\phi_n$  определяем  $t_{нн} = 19,5$ °С. Принимая коэффициент эффективности градирни  $\eta_{ср} = 0,4$ , определим температуру воды на выходе из градирни по формуле (4.47)

$$t_{w1} = 19,5 + 4 \left( \frac{1}{0,4} - 1 \right) = 25,5 \text{ °С}.$$

#### 4.6. Контрольные задачи

4.1. Определить максимальный расход воды в ОКФЗ центрального кондиционера, если его производительность равна 110000 кг/ч воздуха.

Параметры наружного воздуха в теплый период  $t_n = 24$  °С,  $I_n = 52$  кДж/кг. Влажность воздуха на выходе из ОКФЗ равна 8 г/кг.

Температура воздуха в холодный период на входе в ОКФЗ равна 18 °С, на выходе равна 6 °С.

Схема СКВ – прямоточная.

По результатам расчета подобрать также насос для подачи воды в ОКФЗ.

4.2. Определить охлаждающую мощность ОКФЗ-63, если энтальпия воздуха на входе в форсуночную камеру равна 50 кДж/кг, температура воды на входе в форсуночную камеру составляет 5 °С, коэффициент орошения равен 0,5.

4.3. Провести расчет ОКФЗ для режима адиабатического увлажнения воздуха, если количество обрабатываемого воздуха равно 42000 кг/ч, параметры воздуха на входе в форсуночную камеру соответствуют:  $t_1 = 20$  °С,  $I_1 = 24$  кДж/кг.

4.4. Рассчитать оросительную камеру ОКФЗ для центральной СКВ, обслуживающей кинотеатр на 900 мест. Схема СКВ – прямоточная. Параметры наружного воздуха в теплый период равны:  $t_n = 28$  °С,  $I_n = 60$  кДж/кг, в холодный период –  $t_n = -15$  °С,  $I_n = -14$  кДж/кг.

Параметры внутреннего воздуха для теплого периода  $t_b = 20$  °С,  $\phi_b = 55\%$ , для холодного периода –  $t_b = 16$  °С,  $\phi_b = 50\%$ . Значение коэффициента луча процесса в помещении для теплого периода:  $\epsilon^t = 12000$  кДж/кг, для холодного периода –  $\epsilon^x = 10000$  кДж/кг. Габариты помещения соответствуют 50×40×6 м. Приточный воздух подается через потолочные плафоны.

4.5. Выполнить расчет ОКФЗ по исходным данным задачи 4.4, если приточный воздух подается в рабочую зону, а схема СКВ принята с первой рециркуляцией.

4.6. Выполнить расчет воздухонагревателей для первой и второй ступени СКВ для условий, приведенных в примере 3.8. Принять температуру теплоносителя (перегретой воды) равной (150-70) °С.

4.7. Провести сравнительный анализ работы воздухонагревателей 1-го подогрева КТЦЗ-63 для холодного периода, имеющих последовательное и параллельное подключение по воде. Количество обрабатываемого воздуха равно 60000 кг/ч, начальная энтальпия воздуха –  $I_1 = -10$  кДж/кг, начальная температура  $t_1 = -12$  °С, конечная энтальпия воздуха –  $I_2 = 14$  кДж/кг. Параметры перегретой воды: начальная температура равна 130 °С, конечная температура равна 70 °С.

4.8. Определить требуемую поверхность воздухонагревателя типа ВНВ 243.1, производимых фирмой “Веза”(прил. 7), для условий задачи 4.7. Рекомендуется использовать метод термодинамической эффективности процессов.

4.9. Рассчитать поверхностный воздухоохладитель для теплого периода года, который работает в режиме охлаждения и осушения воздуха. Параметры процесса принять по условию задачи 4.1.

4.10. Для условий задачи 4.1. подобрать холодильную машину отечественного производства, привести поверочные расчеты испарителя и конденсатора парокомпрессионной установки (прил. 6). Также выполнить подбор импортной холодильной установки – чиллера исходя из расчетной холодопроизводительности [8].

4.11. Выполнить расчет брызгального бассейна для холодильной установки МКТ 80-2-1 (прил. 9), если параметры наружного воздуха соответствуют  $t_n = 32$  °С,  $I_n = 58$  кДж/кг. Скорость ветра равна 2 м/с.

4.12. Подобрать вентиляторную градирню для СКВ, работающей в режиме двухступенчатого охлаждения воздуха. Параметры процесса принять по условию задачи 3.4 и 3.5.

## СПИСОК УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ

- $t$  – температура воздуха по сухому термометру, °С  
 $t_m$  – температура воздуха по мокрому термометру, °С  
 $t_p$  – температура точки росы воздуха, °С  
 $t_i$  – температура воздуха в  $i$ -й точке, °С  
 $t_w$  – температура воды, °С  
 $e$  – абсолютная влажность воздуха, кг/м<sup>3</sup>  
 $\varphi$  – относительная влажность воздуха, %  
 $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг  
 $d_c$  – влагосодержание смеси (смешанного воздуха), г/кг  
 $d_i$  – влагосодержание в  $i$ -й точке, г/кг  
 $I$  – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг  
 $I_{c.в}$  – энтальпия сухого воздуха, кДж/кг  
 $I_{в.п}$  – энтальпия водяных паров, кДж/кг  
 $I_c$  – энтальпия смеси (смешанного воздуха), кДж/кг  
 $I_i$  – энтальпия в  $i$ -й точке, кДж/кг  
 $C$  – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К)  
 $p_n$  – парциальное давление насыщенного пара, кПа  
 $p_p$  – парциальное давление водяных паров, кПа  
 $p_б$  – барометрическое давление, мм рт. ст.  
 $p_{c.в}$  – парциальное давление сухого воздуха, кПа  
 $V$  – объем влажного воздуха, м<sup>3</sup>  
 $T$  – температура влажного воздуха, К  
 $R_{c.в}$  – удельная газовая постоянная для сухого воздуха, кДж/(кг·К)  
 $R_{в.п}$  – удельная газовая постоянная для водяного пара, кДж/(кг·К)  
 $G_{c.в}$  – масса сухого воздуха, кг  
 $G_{в.п}$  – масса водяных паров, кг  
 $G_w$  – расход воды, кг/ч  
 $G_w^{конд}$  – количество сконденсированных паров воды, кг/ч  
 $G$  – расход воздуха, кг/ч  
 $G_p$  – расход приточного воздуха, кг/ч  
 $G_б$  – расход байпасированного воздуха, кг/ч  
 $G_{1p}$  – расход воздуха первой рециркуляции, кг/ч  
 $G_n$  – расход наружного воздуха, кг/ч  
 $\rho_{c.в}$  – плотность сухого воздуха, кг/м<sup>3</sup>  
 $\rho_{в.в}$  – плотность влажного воздуха, кг/м<sup>3</sup>  
 $Q$  – расход теплоты, Вт (кВт)  
 $Q_{вн,i}$  – расход теплоты в  $i$ -м воздухоподогревателе, Вт  
 $Q_{хол}$  – расход холода, Вт (кВт)  
 $Q_x$  – теплопоступления в помещении в холодный период, Вт

- $W$  – расход воды, кг/ч  
 $W_{исп}$  – количество испарившейся воды, кг/ч  
 $W_k$  – количество конденсата, кг/ч  
 $W_p$  – расход водяных паров, кг/ч  
 $\varepsilon$  – угловой коэффициент луча процесса, кДж/кг  
 $\Delta t_{доп}$  – допустимый перепад температур, °С  
 $grad\ t$  – градиент температуры, °С  
 $V_p$  – объем помещения, м<sup>3</sup>  
 $H$  – высота помещения, м  
 $h$  – высота рабочей зоны, м  
 $q_y$  – удельные выделения явной теплоты, Вт/м<sup>3</sup>  
 $n$  – коэффициент  
 $n_l$  – число людей, шт.  
 $Z$  – количество газа (пара), м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>  
 $q_l$  – удельные тепловыделения, Вт  
 $W_l$  – удельные влаговыделения, г/ч  
 $D$  – расход пара на увлажнение, кг/ч  
 $i$  – энтальпия острого пара, кДж/кг  
 $n_f$  – число форсунок  
 $p_f$  – давление перед форсунками, кПа  
 $g_f$  – производительность форсунки, кг/ч  
 $\mu$  – коэффициент орошения  
 $\theta$  – относительный перепад температур  
 $\theta_i$  – показатель эффективности теплообмена  
 $C_w$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К)  
 $E_a$  – коэффициент адиабатной эффективности  
 $E_p$  – коэффициент приведенной энтальпийной эффективности  
 $f_w$  – площадь живого сечения для прохода воды, м<sup>2</sup>  
 $f_{воз}$  – площадь живого сечения для прохода воздуха, м<sup>2</sup>  
 $\omega$  – скорость воды, м/с  
 $\rho_w$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>  
 $\Delta P_w$  – гидравлическое сопротивление при проходе воды  
 $\Delta P_{вн}$  – аэродинамическое сопротивление воздухоподогревателя, Па  
 $F_{тp}$  – требуемая площадь теплообмена, м<sup>2</sup>  
 $F_p$  – располагаемая поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>  
 $E_2$  – площадь поперечного сечения градирни, м<sup>2</sup>  
 $F$  – площадь бассейна, м<sup>2</sup>  
 $K_n$  – коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м<sup>2</sup>·К)  
 $K_k$  – коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м<sup>2</sup>·К)  
 $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К)  
 $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур, °С

- $\Delta t_{\text{ср.и}}$  – средняя разность температур испарителя, °С  
 $\Delta t_{\text{ср.к}}$  – средняя разность температур конденсатора, °С  
 $\Delta t_{\text{б}}$  – больший температурный перепад, °С  
 $\Delta t_{\text{м}}$  – меньший температурный перепад, °С  
 $\Delta t_{\text{в}}$  – температурный перепад воды, °С  
 $Q_{\text{к}}$  – тепловая нагрузка на конденсатор, Вт  
 $N_{\text{ком}}$  – индикаторная мощность компрессора, Вт  
 $N_i$  – показатель числа единиц переноса  
 $t_{\text{мн}}$  – температура наружного воздуха по мокрому термометру, °С  
 $t_{\text{вн}}$  – температура воды начальная, °С  
 $t_{\text{вк}}$  – температура воды конечная, °С  
 $q$  – плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·ч)  
 $q_c$  – производительность сопла, м<sup>3</sup>/ч  
 $q_F$  – удельная тепловая нагрузка в градирне, кВт/м<sup>2</sup>  
 $n_c$  – число сопел  
 $K_c$  – коэффициент производительности сопла, м/ч  
 $H_c$  – напор перед соплом, м  
 $t_{\text{охл}}$  – температура охлажденной воды, °С  
 $t_{\text{ср}}$  – средняя температура, °С  
 $v$  – скорость воздуха, м/с

- $\alpha_1, A_1,$   
 $a, q, r,$   
 $b, n,$   
 $K_q, K_v$  – коэффициенты  
 $\eta_{\text{ср}}$  – коэффициент эффективности градирни

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1  
Некоторые физические величины и коэффициенты их перевода из единиц МКГСС в единицы СИ

Величина	Система единиц	Наименование единиц	Сокращенное обозначение единицы	Перевод в единицы СИ
1	2	3	4	5
Длина	СИ	метр	м	Основная единица
	МКГСС	метр	м	—
Масса	СИ	килограмм	кг	Основная единица
	МКГСС	килограмм – сила – секунда в квадрате на метр	кгс <sup>2</sup> /м	1 кгс <sup>2</sup> /м = 9,81 кг
Время	СИ	секунда	с	Основная единица
	МКГСС	секунда	с	—
Сила	СИ	ньютон	Н	—
	МКГСС	килограмм – сила	кгс	1 кгс = 9,81 Н
Удельный вес	СИ	ньютон на кубический метр	Н/м <sup>3</sup>	—
	МКГСС	килограмм – сила на кубический метр	кгс/м <sup>3</sup>	1 кгс/м <sup>3</sup> = 9,81 Н/м <sup>3</sup>
Плотность (объемная масса)	СИ	килограмм на кубический метр	кг/м <sup>3</sup>	—
	МКГСС	килограмм – сила в четвертой степени на метр	кгс <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	1 кгс <sup>2</sup> /м <sup>4</sup> = 9,81 Н/м <sup>3</sup>

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5
Работа, энергия	СИ	джоуль	Дж	—
	МКГСС	килограмм – сила – метр	кВт·ч	1 кгс·м = 9,81 Дж
Мощность	Внесистемная единица	киловатт – час	—	1 кВт·ч = 3600 кДж
	СИ	ватт	Вт	—
Давление (механическое напряжение)	МКГСС	килограмм – сила – метр в секунду	кгс·м/с	1 кгс·м/с = 9,81 Вт
	Внесистемная единица	Лошадиная сила	л.с.	1 л.с. = 735,5 Вт 1 л.с. = 75 кгс·м/с
	СИ	ньютон на квадратный метр	Дж	—
	МКГСС	килограмм – сила на квадратный метр	кВт·ч	1 кгс·м = 9,81 Дж
Динамическая вязкость	Внесистемная единица	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.	1 мм рт. ст. = 133,3 Н/м <sup>2</sup>
	Внесистемная единица	миллиметр водяного столба	мм вод. ст.	1 мм вод. ст. = 9,81 Н/м <sup>2</sup>
	СИ	ньютон – секунда на квадратный метр	Н·с/м <sup>2</sup>	—
Кинематическая вязкость	МКГСС	килограмм – сила – секунда на квадратный метр	кгс·с/м <sup>2</sup>	1 кгс·с/м <sup>2</sup> = 9,81 Н·с/м <sup>2</sup>
	СИ	квадратный метр в секунду	м <sup>2</sup> /с	—
МКГСС	квадратный метр в секунду	м <sup>2</sup> /с	—	—

Окончание прил. 1

1	2	3	4	5
Угловая скорость вращения	СИ	радиан в секунду	рад/с	—
	МКГСС	обороты в минуту	об/мин	1 об/мин = 0,105 рад/с
Термодинамическая температура	СИ	Кельвин	К	Основная единица
	Внесистемная единица	градус Цельсия	°С	t = T - 273,15К
Удельная теплота	СИ	джоуль на килограмм	Дж/кг	—
	Внесистемная единица	килокалория на килограмм	ккал/кг	1 ккал/кг = 4187 Дж/кг
Удельная теплоемкость	СИ	джоуль на килограмм – кельвин	Дж/(кг·К)	—
	Внесистемная единица	килокалория на килограмм – градус Цельсия	ккал/(кг·°С)	1 ккал/(кг·°С) = 4187 Дж/(кг·К)
Энтальпия	СИ	джоуль на кельвин	Дж/К	—
	Внесистемная единица	килокалория на кельвин	ккал/К	1 ккал/К = 4,187 · 10 <sup>3</sup> Дж/К
Тепловой поток	СИ	ватт	Вт	—
	Внесистемная единица	килокалория в час	ккал/ч	1 ккал/ч = 1,163 Вт
Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи	СИ	ватт на квадратный метр – кельвин	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	—
	Внесистемная единица	килокалория на квадратный метр – час – градус Цельсия	ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·°С)	1 ккал/(м <sup>2</sup> ·ч·°С) = 1,16 · 10 <sup>-3</sup> Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Коэффициент теплопроводности	СИ	ватт на метр – градус Цельсия	Вт/(м·°С)	—
	Внесистемная единица	килокалория на метр – час – градус Цельсия	ккал/(м·ч·°С)	1 ккал/(м·ч·°С) = 1,16 Вт/(м·К)

Приложение 2

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры  
Пересчет в СИ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см <sup>2</sup>	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия жидкости i', кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'', кДж/кг	Удельная теплота парообразования r, кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,3930	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194

Приложение 3

Тепло- и влаговыведения в зависимости от температуры воздуха в помещении

Физическая нагрузка людей	Температура воздуха в помещении, °С	Тепловыделение, Вт·1,16 <sup>-1</sup>			Влаговыведение, г/ч	Выделение CO <sub>2</sub> , г/ч
		явное тепло	скрытое тепло	полное количество тепла		
В спокойном состоянии (театры, клубы, залы собраний и т.д.)	10	110	30	140	30	30
	15	90	35	125	40	
	20	70	35	105	45	
	25	50	35	85	50	
	30	30	50	80	75	
	35	10	70	80	120	
При спокойной работе (учреждения, вузы и т.п.)	10	120	30	150	40	35
	15	110	35	135	55	
	20	85	45	130	75	
	25	55	70	125	110	
	30	35	90	125	140	
	35	10	45	125	180	
При легкой физической работе	10	130	30	160	45	40
	15	105	45	150	80	
	20	80	60	140	105	
	25	50	80	130	150	
	30	30	100	130	180	
	35	10	120	130	200	
При работе средней тяжести	10	140	45	185	70	55
	15	115	65	180	110	
	20	90	85	175	140	
	25	60	110	170	185	
	30	35	135	170	230	
	35	10	160	170	280	
При тяжелой физической работе	10	170	80	250	135	70
	15	140	110	250	185	
	20	110	140	250	240	
	25	80	170	250	300	
	30	45	205	250	360	
	35	10	240	250	420	
Дети в возрасте до 12 лет	—	35	15	50	23	18

Таблица  
Количество форсунок в оросительных камерах

Индекс	Кондиционер	Исполнение	Количество форсунок в ряду стояков по ходу воздуха		
			первом	втором	всего
01.01304	КТЦЗ-10	1	12	6	18
		2	12	12	24
02.01304	КТЦЗ-20	1	24	18	42
		2	24	24	48
03.01304	КТЦЗ-31,5	1	36	27	63
		2	36	36	72
04.01304	КТЦЗ-40	1	48	36	84
		2	48	48	96
06.01304	КТЦЗ-63	1	81	63	144
		2	81	81	162
08.01304	КТЦЗ-80	1	108	84	192
		2	108	108	216
12.01304	КТЦЗ-125	1	162	126	288
		2	162	162	324
16.01304	КТЦЗ-160	1	216	168	384
		2	216	216	432
20.01305	КТЦЗ-200	1	234	180	414
		2	234	234	468
25.01304	КТЦЗ-250	1	312	240	552
		2	312	312	624

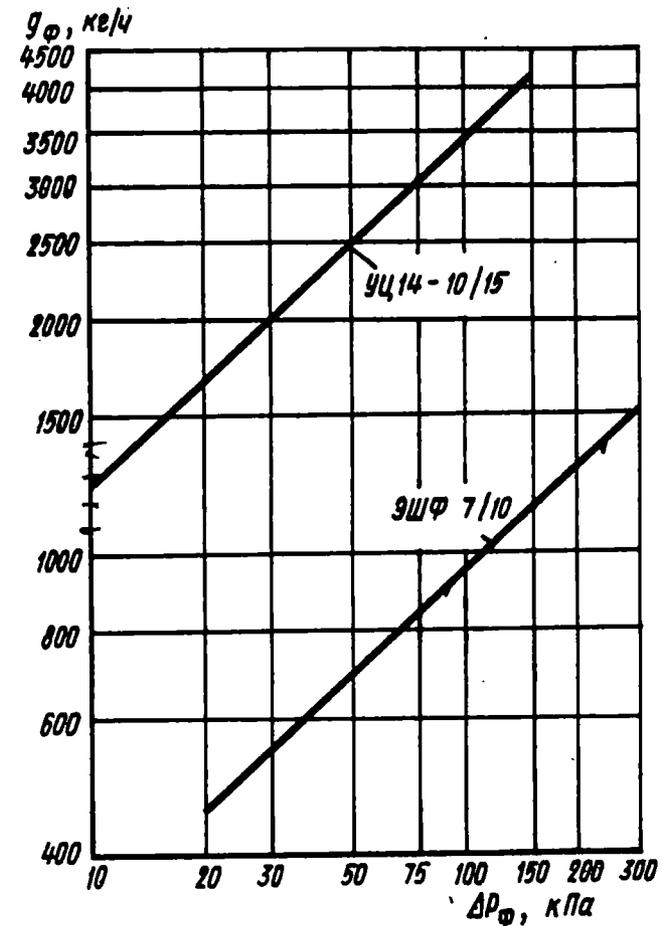


Рис. А. Зависимость производительности механических форсунок –  $g_f$  от давления воды перед форсунками –  $\Delta P_f$

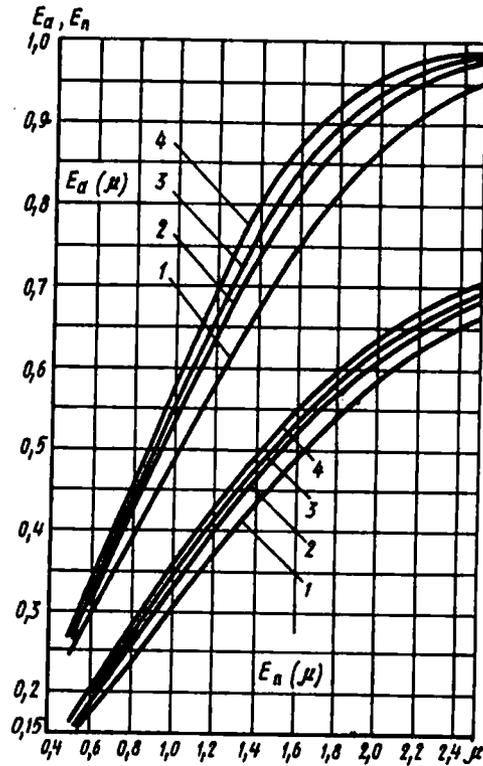


Рис. Б. Зависимости коэффициента эффективности –  $E_a$ ,  
коэффициента приведенной эффективности –  $E_n$   
от коэффициента орошения –  $\mu$ :

1 – ОКФЗ-01.01.304, исп. 2; 02.01.304, исп. 2;

2 – ОКФЗ-02.01.304, исп. 1; 06.01.304, исп. 2; 08.01.304,

исп. 2; 12.01.304, исп. 2; 16.01.304, исп. 2; 25.01.304, исп. 2;

3 – ОКФЗ-01.01.304, исп. 1; 03.01.304, исп. 1; 06.01.304, исп. 1; 08.01.304, исп. 1;  
04.01.304, исп. 1; 12.01.304, исп. 1;

16.01.304, исп. 1; 20.01.304, исп. 1; 25.01.304, исп. 1;

4 – ОКФЗ-03.01.304, исп. 1; 04.01.304, исп. 1; 25.01.304, исп. 1

Технические характеристики воздухонагревателей (без обводного канала)

№ п/п	Тип и индекс кондиционера	Кол-во рядов	Число базовых теплообменников при высоте						Площадь поверхности $F_p$	Площадь фронтального сечения, $m^3$	
			m								
			1,0	1,25	1,50	2,0					
1	2	3	4	5	6	7	8	9			
1	КТЦЗ-10 01.10114	1,0	0	1	0	0	0	18,40	1,030		
2	КТЦЗ-10 01.10214	2,0	0	1	0	0	0	36,80	1,030		
3	КТЦЗ-20 02.10114	1,0	0	1	0	0	0	37,30	2,070		
4	КТЦЗ-20 02.10214	2,0	0	1	0	0	0	74,60	2,070		
5	КТЦЗ-31.5 03.10114	1,0	0	0	0	0	1	60,40	3,315		
6	КТЦЗ-31.5 03.10214	2,0	0	0	0	0	1	120,80	3,315		
7	КТЦЗ-40 04.10114	1,0	0	2	0	0	0	74,60	4,140		
8	КТЦЗ-40 04.10214	2,0	0	2	0	0	0	149,20	4,140		
9	КТЦЗ-63 06.10114	1,0	0	0	0	0	2	120,80	6,630		
10	КТЦЗ-63 06.10214	2,0	0	0	0	0	2	241,60	6,630		
11	КТЦЗ-80 08.10114	1,0	0	4	0	0	0	149,20	8,280		
12	КТЦЗ-80 08.10214	2,0	0	4	0	0	0	298,40	8,280		
13	КТЦЗ-125 12.10114	1,0	0	0	0	4	4	241,60	13,250		
14	КТЦЗ-125 12.10214	2,0	0	0	0	4	4	483,20	13,250		
15	КТЦЗ-160 16.10114	1,0	0	0	4	2	2	300,80	16,550		
16	КТЦЗ-160 16.10214	2,0	0	0	4	2	2	601,60	16,550		

1	2	3	4	5	6	7	8	9
17	КТЦЗ-200 20.10114	1,0	0	0	0	6	362,40	19,880
18	КТЦЗ-200 20.10214	2,0	0	0	0	6	724,80	19,880
19	КТЦЗ-250 25.10114	1,0	0	0	6	3	451,20	24,840
20	КТЦЗ-250 25.10214	2,0	0	0	6	3	902,40	24,840
21	КТЦЗ-10 01.10314	1,5	0	1	0	0	24,20	1,030
22	КТЦЗ-20 02.10314	1,5	0	1	0	0	55,25	2,070
23	КТЦЗ-31,5 03.10314	1,5	0	0	0	1	88,70	3,315
24	КТЦЗ-40 04.10314	1,5	0	2	0	0	110,50	4,140
25	КТЦЗ-63 06.10314	1,5	0	0	0	2	177,40	6,63
26	КТЦЗ-80 08.10314	1,5	0	4	0	0	221,00	8,280
27	КТЦЗ-125 12.10314	1,5	0	0	0	4	354,80	13,250
28	КТЦЗ-160 16.10314	1,5	0	0	4	2	439,40	16,550
29	КТЦЗ-200 20.10314	1,5	0	0	0	6	532,20	19,880
30	КТЦЗ-250 25.10314	1,5	0	0	6	3	659,10	24,840

Примечание. Площадь сечения для прохода воды принимают равной 0,00148 м<sup>2</sup> для однорядных (одно-, полутора-, двухметровых), 0,00296 м<sup>2</sup> для двухрядных (одно-, полутора-, двухметровых) теплообменников и 0,00215 м<sup>2</sup> для полугоризонтального теплообменника.

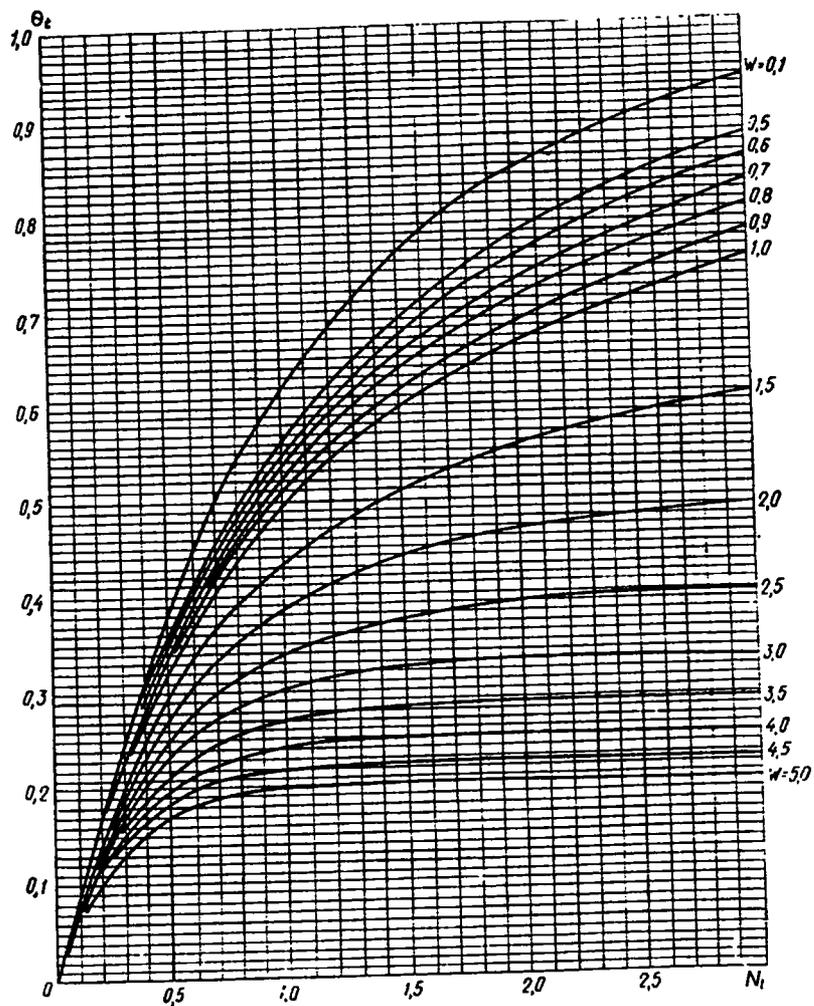


Рис. 1Пб. Графическая зависимость  $\theta_t = f(W, N_t)$

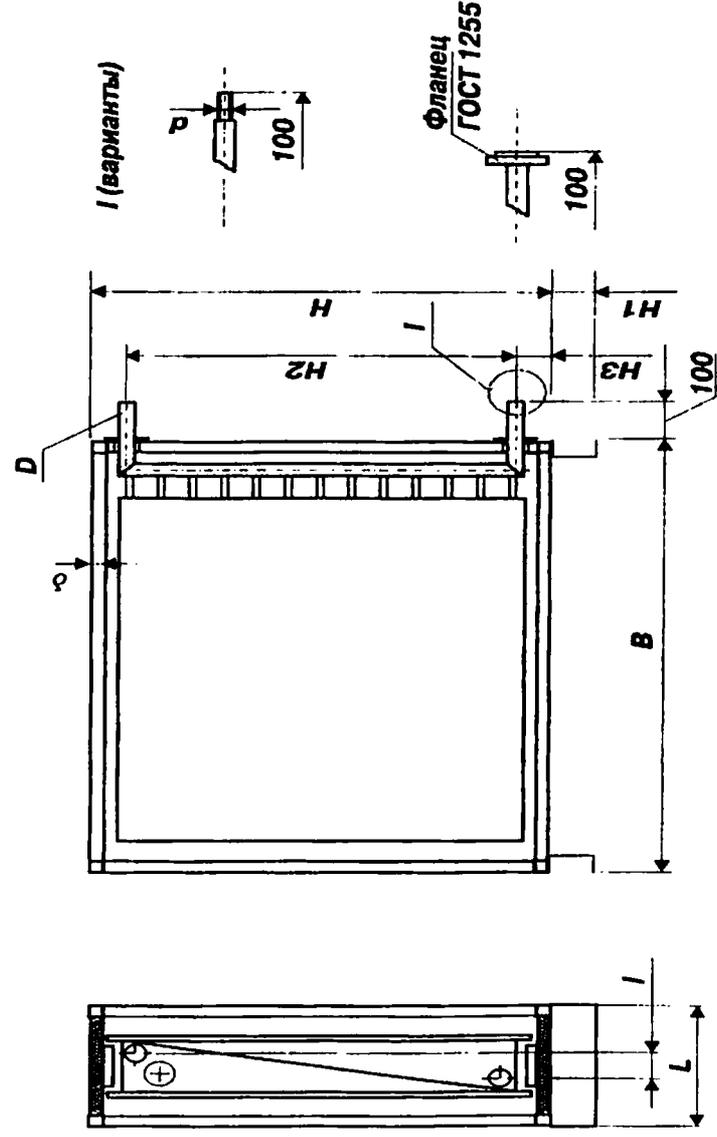


Рис. 1П7. Конструктивная схема блоков воздушонагревателей КЦКП

Окончание прил. 7  
Таблица 1П7

Основные размеры блоков воздушонагревателей КЦКП

КЦКП- Размер, мм	1.6	3.15	5	6.3	8-1	8-2	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100
<b>B</b>	700	1000	1300	1600	1300	1600	1900	1600	1600	1900	1700	2000	2200	2300	2600	3200	3800
<b>H</b>	450	800	800	1015	1090	1400	1400	1400	1400	1700	2000	2000	2600	2600	2600	2600	2600
<b>L</b>	320	320	320	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360
<b>H1</b>	80	80	80	100	100	100	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
<b>H2</b>	без объ. канала	275	625	625	775	875	1175	1175	1175	1475	1475	1775	1775	1775	1775	1775	1975
	с объ. каналом	225	425	425	575	575	875	875	875	1175	1175	1475	1475	1475	1475	1475	1575
<b>H3</b>	87.5	87.5	87.5	120	107.5	120	107.5	112.5	112.5	112.5	112.5	112.5	112.5	112.5	112.5	112.5	312.5
<b>D</b>	42x2	42x2	42x2	56x2	80x2												
<b>d</b>	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	Фланец
<b>δ</b>	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	50
<b>l</b>	симметрично L в зависимости от количества рядов трубок																
<b>Давление раб., МПа</b>	1,6																
<b>Масса (без обводного канала), кг</b>	22	47	63	78	93	115	99	143	166	196	225	257	296	330	400	425	425

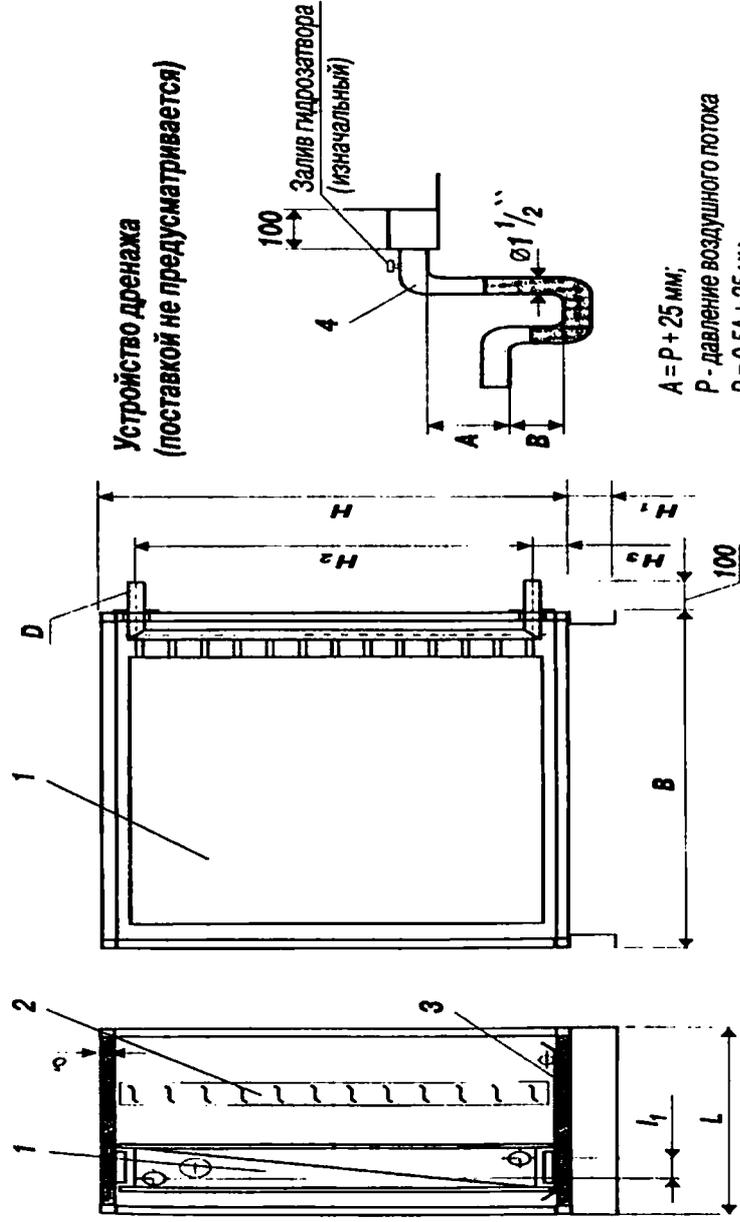


Рис. 1П8. Конструктивная схема блоков воздухоохлаждителей КЦКП:  
1 - воздухоохлаждитель; 2 - сепаратор; 3 - поддон; 4 - дренажные устройства

Окончание прил. 8  
Таблица 1П8

Основные размеры блоков воздухоохлаждителей КЦКП

КЦКП- Размер, мм	1.6	3.15	5	6.3	8-1	8-2	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100
B	700	1000	1300	1600			1300		1600	1900		2200	2300	2600	3200	3800	
H	450	800			1015	1090	1400	1700	2000							2600	
L			660				700									740	
H <sub>1</sub>			80				100				150					200	
H <sub>2</sub>	275		625		775	875	1175	1475	1775							1975	
H <sub>3</sub>			87,5		120	107,5			112,5							312,5	
l <sub>1</sub>	В зависимости от количества рядов труб																
δ	25																
Давление раб., МПа	1,6																
Масса, кг	32	62	79	98	123	139	145	188	216	246	275	317	356	390	460	485	

Технические характеристики водоохлаждающих парокомпрессионных холодильных машин

Показатели	Марка холодильной машины							
	МКТ14-20-0	МКТ-20-2-0	МКТ28-2-0	МКТ40-2-1	МКТ80-2-1	МКТ110-2-1	МКТ220-2-1	МКТ350-2-1
1. Холодопроизводительность, кВт	28,5	40,0	58,2	69,5	139	215	430	674
2. Потребляемая мощность компрессора, кВт	8,6	13,6	17,5	19,8	39,6	48,7	97,5	165
3. Площадь теплообмена конденсатора, м <sup>2</sup>	8,56	8,56	15,7	16,4	32	56	113	172
4. Площадь теплообмена испарителя, м <sup>2</sup>	10,2	11,2	18,9	24	48	29	66	105
5. Размеры, мм								
— длина	2285	2285	2340	2290	2890	3725	3870	4010
— ширина	530	530	840	715	770	2020	2060	2300
— высота	1000	1000	1260	1490	1645	1495	1675	1675
6. Масса машины, кг	630	700	970	1070	1700	4650	6900	8700

Производительность эвольвентных сопел, м<sup>3</sup>/ч

Диаметр сопла, мм	Напор H, м					
	5	6	7	8	10	12
100/50*	32	34,5	37	39,2	43,5	47,5
50/25*	8,2	9,1	9,9	10,7	11,7	12,8

Характеристика эвольвентных сопел (к рис. 4.4)

Диаметр сопла, мм	Плотность орошения, м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> ·ч)	Число сопел в пучке	Коэффициент производительности сопла	Расстояние, м			
				между соплами а	между пучками а	между трубами b	от стенки бассейна до сопла с
100/50*	1-1,3	1	14,6	1,2-1,5	4	8,5	6
50/25*	1-1,3	5	3,5	1,2-1,5	4	8-10	4-6

\*Примечание. В числителе указаны диаметры подводящих труб, в знаменателе — диаметр выходного отверстия сопла



Контролирующая и обучающая программа  
по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»

Номер и содержание вопроса	Ответы	Ссылка на литературу
1	2	3
1. Чему может быть равна начальная температура воды на входе в оросительную камеру?	1. Не ниже 0 °С 2. Не ниже 6 °С 3. Не ниже 20 °С	[2, с. 53]
2. Возможна ли осушка воздуха без изменения его температуры?	1. Да, с применением форсуночной камеры 2. Да, с применением адсорбентов 3. Процесс вообще не осуществим	[1, с.65-68]
3. Чем определяется расчетный температурный режим испарителя холодильной машины?	1. Температурой воздуха на входе, выходе из оросительной камеры 2. Температурой воды на входе, выходе из оросительной камеры 3. Определяется свойствами хладагента 4. Определяется холодопроизводительностью машины	[1, с. 250]
4. Какой холодильный агент в полной мере удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к ним?	1. Хладон 12 2. Хладон 22 3. Хладон 142 4. Нет такого хладагента	[1, с. 247-249, с. 316]
5. Где обычно устанавливаются кондиционеры-доводники?	1. В подвале здания, которое они обслуживают 2. В специальных отдельных комнатах 3. Под окнами кондиционируемых помещений 4. Расположение кондиционера-доводника не регламентируется	[1, с. 232-233]

1	2	3
6. Что характеризует точка росы (температура точки росы)?	1. Температура, до которой нужно охладить воздух, чтобы он стал насыщенным при постоянном влагосодержании 2. Температура, при которой воздух осушается 3. Температура, ниже которой воздух не может быть охлажден в оросительной камере	[1, с. 37]
7. Чему обычно равна предельная скорость воздуха в оросительной камере?	1. до 3 м/с 2. до 8 м/с 3. до 15 м/с	[1, с. 193-196]
8. В какой схеме холодоснабжения часть оборудования необходимо располагать ниже поддона оросительной камеры?	1. Это необходимо в любой схеме 2. Это является необязательным условием 3. В открытой схеме 4. В закрытой схеме	[1, с. 269-271]
9. Какую размерность имеет коэффициент луча процесса?	1. кДж/(кг·К) 2. кДж/кг 3. г/кг сухого воздуха 4. это безразмерная величина	[1, с. 42]
10. Как осуществить нагревание воздуха без изменения его влагосодержания?	1. Процесс практически не осуществить 2. При применении форсуночной камеры 3. При помощи поверхностных воздухонагревателей 4. При применении аппаратов с орошаемой насадкой	[1, с.45-46]
11. Что характеризует влагосодержание влажного воздуха?	1. Содержание влаги в 1 м <sup>3</sup> воздуха 2. Содержание влаги в воздухе в состоянии насыщения 3. Содержание водяных паров, приходящихся на 1 кг сухого воздуха 4. Содержание водяных паров в воздухе к их максимально возможному содержанию	[1, с. 32]

1	2	3
12. Назначение осевого вентилятора в бытовом кондиционере БК-2500.	1. Для циркуляции внутреннего воздуха 2. Для циркуляции наружного воздуха 3. Для охлаждения испарителя 4. Для подачи приточного воздуха	[1, с. 188-189]
13. Какую СКВ относят к системе низкого давления?	1. до 1 кПа 2. до 3 кПа 3. до 100 кПа	[1, с. 29]
14. Что называют байпасом?	1. Фланец вентилятора 2. Обводной воздуховод кондиционера 3. Предохранительный клапан кондиционера 4. Стояк в форсуночной камере	[1, с. 125-126]
15. Как определяют параметры т. С (смешанного воздуха) в схеме СКВ для холодного периода с первой рециркуляцией?	1. Пересечением луча процесса и $l_c$ 2. Пересечением линий $l_o$ и $d_n$ 3. Пересечением луча процесса и $d_c$ 4. Пересечением $l_o$ и $d_c$	[1, с. 146-148]
16. При каких сочетаниях параметров влажного воздуха двух характеристик недостаточно для определения его состояния на $l-d$ -диаграмме?	1. $l_m, t_p$ 2. $P, t_m$ 3. $P, d$ 4. $P, l$	[1, с. 34-38]
17. Какие форсунки применяют при охлаждении и осушении воздуха?	1. Форсунки, в факеле распыла которых преобладают капли крупного диаметра (1-2 мм) 2. Форсунки, в факеле распыла которых преобладают капли малого диаметра (менее 1 мм) 3. Форсунки, которые работают при высоком давлении рабочей жидкости	[1, с. 193-196]

1	2	3
18. При какой скорости в приточных воздуховодах СКВ относят к низкоскоростным?	1. до 3 м/с 2. до 8 м/с 3. до 10 м/с	[1, с. 29]
19. Что характеризует число в индексе бытового кондиционера БК-2500?	1. Производительность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч 2. Производительность по холоду, ккал/ч 3. Марка хладагента 4. Потребляемая мощность аппарата, Вт	[3]
20. Что называют при кондиционировании воздуха рабочей разностью температур?	1. Разность температур воздуха обслуживаемой зоны - $t_n$ и притока - $t_n$ 2. Разность температур уходящего воздуха - $t_u$ и притока - $t_n$ 3. Разность температур наружного воздуха - $t_n$ и притока - $t_n$ 4. Разность температур наружного воздуха - $t_n$ и точки росы - $t_p$	[1, с. 23]
21. Что характеризует относительная влажность воздуха?	1. %-ое отношение водяных паров по объему к объему воздуха 2. %-ое отношение давления пара к давлению воздуха 3. %-ое отношение парциального давления водяных паров к давлению водяных паров в состоянии насыщения	[1, с. 30-34]
22. Укажите, какая марка центрального кондиционера, приведенная ниже, не соответствует ГОСТу: А → КТЦ3-31,5; Б → КТЦ3-63; В → КТЦ3-83.	1. → А 2. → Б 3. → В	[1, с. 191-192]

1	2	3
23. Что понимают при кондиционировании воздуха под полной разностью температур?	1. Разность температур воздуха обслуживаемой зоны - $t_n$ и притока - $t_n$ 2. Разность температур уходящего воздуха - $t_y$ и притока - $t_n$ 3. Разность температур уходящего воздуха - $t_y$ и воздуха после оросительной камеры - $t_o$	[1, с.23-24]
24. При каком режиме работы оросительной камеры температура воздуха по мокрому термометру на входе и выходе одинаковы?	1. Нет такого режима 2. При прямом испарительном увлажнении 3. При политропном режиме	[1, с. 37, 47, 197]
25. Применение какого хладагента позволяет уменьшить габариты основных элементов холодильной машины?	1. Хладон-12 2. Хладон-22 3. Хладон-142 4. Марка хладагента не влияет на габариты аппаратов холодильной машины	[1, с. 247-249]
26. При каких условиях возможно осушение воздуха водой?	1. Когда температура воздуха по мокрому термометру равна температуре воды 2. Когда температура воды ниже температуры точки росы 3. Когда температура воды ниже температуры воздуха по мокрому термометру 4. Осушение невозможно вообще	[1, с.56-57]
27. При какой скорости в приточных воздуховодах СКВ относят к высокоскоростным?	1. более 3 м/с 2. более 8 м/с 3. более 10 м/с	[1, с. 29]
28. Что понимают под холодопроизводительностью холодильной машины?	1. Количество тепла, отнимаемое в конденсаторе 2. Количество тепла, отнимаемое в испарителе от охлаждаемой среды в течение 1 часа	[1, с. 249]

1	2	3
	3. Часовой расход хладагента через компрессор	
29. Назначение сепаратора в оросительной камере.	1. Увеличить поверхность контакта воздуха с водой 2. Предотвратить унос капель жидкости воздухом 3. Произвести осушение воздуха	[1, с. 193-196]
30. Для какой цели устанавливают ребра снаружи труб в поверхностных воздухонагревателях?	1. Для повышения механической прочности труб 2. Для увеличения скорости воздуха 3. Для увеличения поверхности 4. Для улучшения акустических показателей (уменьшения шума)	[1, с. 203-204]
31. Что характеризует коэффициент обеспеченности?	1. Относительное число случаев отклонений параметра от заданных значений 2. Относительное число случаев отсутствия отклонения параметров от заданных значений 3. Отношение численного значения параметра по факту к его максимально возможному значению	[1, с. 15]
32. Для каких целей при кондиционировании воздуха может применяться силикагель?	1. Для обеспечения высокой степени очистки воды 2. Для очистки воздуха от пыли 3. Для осушения воздуха	[1, с.65-68]
33. Чем руководствуются, что при кондиционировании воздуха в холодный период с 1-й рециркуляцией смешение наружного и уходящего воздуха часто производят после 1 воздухонагревателя?	1. Для снижения расхода тепла 2. Для предотвращения выделения влаги 3. Для уменьшения поверхности воздухонагревателя	[1, с. 148]

1	2	3
34. Как осуществить изотермический процесс увлажнения воздуха?	1. Путем подачи горячей воды в оросительную камеру 2. Путем подачи пара в воздух 3. Путем обработки воздуха рас-соллом 4. Процесс практически неосу-ществим	[1, с.47-48]
35. Чем определяется степень нагрева воздуха в первом воздухонагревателе в холодный период года?	1. Энтальпией воздуха, поступающего в оросительную камеру 2. Влажностью воздуха, поступающего в оросительную камеру 3. Температурой мокрого термометра воздуха на входе в оросительную камеру 4. Начальными параметрами наружного воздуха	[1, с. 144-145]
36. Что характеризует температура мокрого термометра?	1. Это температура воздуха, при которой он становится насыщенным при постоянном влагосодержании 2. Это температура воздуха, при которой он становится насыщенным при сохранении его энтальпии 3. Это температура воздуха, при которой происходит его осушение	[1, с.37-38]
37. Какую СКВ относят к системе среднего давления?	1. 1...3 атм 2. 1...3 КПа 3. 1...5 Па	[1, с. 29]
38. При каком соотношении энтальпии наружного воздуха $I_n$ и энтальпии внутреннего (уходящего) воздуха $I_y$ в теплом периоде рециркуляция целесообразна	1. $I_y > I_n$ 2. $I_y < I_n$ 3. $I_y = I_n$ 4. При любых соотношениях $I_y$ и $I_n$ , если нет токсичных веществ в помещении	[1, с. 120-121]

1	2	3
39. Для какого периода года характерен адiabатический режим работы оросительной камеры?	1. Для летнего периода 2. Для переходного периода 3. Для холодного периода	[1, с. 47, 197]
40. Зависит ли расход тепла в ВН-I в схеме с I рециркуляцией от того, где происходит смешивание наружного и рециркуляционного воздуха?	1. Не зависит 2. Зависит, расход тепла меньше при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха перед ВН-I 3. Зависит, расход тепла меньше при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха после ВН-II	[1, с. 146-149]
41. Какую СКВ относят к системе высокого давления?	1. Свыше 3 ат 2. Свыше 3 кПа 3. Свыше 1000 Па	[1, с. 29]
42. Как можно определить утечку хладона из холодильной машины?	1. Утечку хладона определить невозможно. 2. По запаху 3. По изменению цвета пламени в галогидной лампе 4. По погасанию пламени в галогидной лампе	[1, с. 247-249]
43. Возможна ли осушка и одновременный нагрев воздуха?	1. Да, при использовании растворов солей 2. Да, путем контакта его с веществом, обладающим большой адсорбцией к воде 3. Да, при контакте его с водяным паром 4. Нет, процесс вообще невозможен	[1, с.65-67]
44. Каким достоинством обладает двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха?	1. Меньший расход охлаждающей воды 2. Возможность легкого регулирования параметров приточного воздуха 3. Возможность уменьшения требуемого воздухообмена	[1, с. 129-131]

1	2	3
45. Для каких целей в системах кондиционирования воздуха применяется хлористый литий?	1. Для уничтожения болезнетворных микроорганизмов, присутствующих в воздухе 2. Для ионизации воздуха 3. В качестве холодоносителя 4. Для регулирования водородного показателя жидкой среды (воды)	[1, с. 60-64, 153]
46. Принципиальное отличие кондиционирования воздуха от вентиляции воздуха.	1. СКВ создает допустимые метеорологические условия 2. СКВ создает оптимальные метеорологические условия 3. СКВ отличается схемой воздухораспределения 4. СКВ работает круглогодично	[1, с.13-14]
47. Какую размерность имеет коэффициент эффективности форсуночной камеры?	1. кДж/кг 2. Вт/м <sup>2</sup> 3. КДж/м <sup>3</sup> 4. Безразмерная величина	[1, с. 197-199]
48. При каком соотношении наружного воздуха $G_n$ и приточного воздуха $G_p$ возможна схема СКВ с рециркуляцией воздуха?	1. При любом соотношении 2. Если $G_n \geq 0,1 G_p$ 3. Если $G_n < G_p$ 4. Если $G_n > G_p$	[1, с. 120]
49. Допускается ли корректирование (уточнение) температуры внутреннего воздуха в помещении (по сравнению с величиной, указанной в СНиПе)?	1. Это не допускается 2. Да, если температура внутреннего воздуха больше 30 °С 3. Да, если температура наружного воздуха больше 30 °С 4. Да, если подвижность внутреннего воздуха больше 0,5 м/с	[1, с. 15] [3]
50. В какой компоновочной схеме кондиционеров КТЦЗ применяют 4 марки кондиционеров?	1. В первой схеме 2. Во второй схеме 3. В третьей схеме 4. В четвертой схеме 5. Нет таких компоновочных схем	[3]

1	2	3
51. Чему равна температура воды на входе в ОКФ при адиабатном увлажнении воздуха?	1. Начальная температура воды может быть практически любой, она не лимитируется 2. Температура воды обычно ниже точки росы воздуха 3. Температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру 4. Температура воды равна температуре наружного воздуха	[1, с. 47]
52. Приведите размерность относительной влажности.	1. кг/м <sup>3</sup> 2. % 3. г/кг 4. Па/Па	[1, с.32-33]
53. Для каких помещений применяют системы прецизионного кондиционирования воздуха?	1. Для помещений с реанимационными отделениями 2. Для помещений с комфортными условиями 3. Для помещений с детьми 4. Для помещений точной доводки оптики, инструментов	[1, с. 29]
54. Используются ли в центральных СКВ поверхностные воздухоохладители?	1. Да, в блоках теплообмена 2. Да, в камерах типа ОКС 3. Да, если температура наружного воздуха > 30 °С 4. Нет, они вообще в СКВ не применяются	[1, с. 210-211]
55. Адекватны (одинаковы) ли термины «хладагент» и «холодоноситель»?	1. Да, эти термины одинаковые 2. Нет, они характеризуют разные жидкости 3. Термин «холодоноситель» вообще не применяется	[2, с. ]
56. Для каких целей в СКВ может применяться водный раствор CaCl <sub>2</sub> ?	1. В качестве холодоносителя 2. В качестве хладагента 3. В качестве промежуточного теплоносителя 4. Для очистки труб от коррозии	[2, с. 181-183]

1	2	3
57. В какой схеме холодоснабжения применяются водо-водяные теплообменники?	1. В открытой схеме 2. В закрытой схеме 3. В четырехтрубной схеме снабжения горячей и холодной водой	[1, с. 269-271]
58. В каких теплоутилизаторах поверхность теплообмена попеременно контактирует с охлаждаемой и нагреваемой средами?	1. В регенеративных утилизаторах 2. В рекуперативных утилизаторах 3. В утилизаторах с промежуточным теплоносителем	[1, с. 307-308]
59. Фильтр какой марки следует выбрать для центрального кондиционера, обслуживающего цех текстильного предприятия?	1. Фильтр ФР1-3 2. Фильтр ФР2-3 3. Фильтр ФС-3	[2, с. 342-344]
60. Ввиду какого недостатка выпуск фреонов планируется прекратить?	1. Из-за высокой стоимости 2. Из-за не обеспечения экологической безопасности 3. Из-за высокой коррозии оборудования 4. Ввиду низкого коэффициента теплоотдачи	[2, с. 247-249]
61. Для каких целей в СКВ может применяться градирня?	1. Для охлаждения воздуха перед подачей во вспомогательные помещения 2. Для охлаждения воды перед подачей в конденсатор 3. Для очистки воздуха от пыли	[1, с. 285-287, 127]
62. Чему равна максимальная производительность автономных кондиционеров, выпускаемых в настоящее время?	1. до 630 м <sup>3</sup> /ч 2. до 11 000 м <sup>3</sup> /ч 3. до 20 000 м <sup>3</sup> /ч	[2, с. 361-365]

1	2	3
63. Чем руководствуются при выборе $\Delta t_{\text{доп}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})$ ?	1. Температурой внутреннего воздуха 2. Тепловой мощностью воздухонагревателя 3. Схемой воздухораспределения 4. СНиПом	[3, с.11-12]
64. Что означает термин «фанкойл»?	1. Холодильная машина 2. Кондиционер-доводчик 3. Крышный кондиционер 4. Компрессор 5. Воздухораспределитель	[7, с. 149]
65. Какой утилизатор называют энтальпийным?	1. Нет таких теплоутилизаторов 2. Теплоутилизатор с гигроскопичной поверхностью 3. Теплоутилизатор с промежуточным теплоносителем	[1, с. 307-308]
66. Что такое чиллер?	1. Это испаритель холодильной машины 2. Это компрессор холодильной машины 3. Это конденсатор холодильной машины 4. Это холодильная машина	[7, с. 126]
67. Какой тип теплоутилизаторов применим для любой системы СКВ, то есть является универсальным?	1. Теплоутилизатор с промежуточным теплоносителем 2. Рекуперативный теплоутилизатор 3. Регенеративный теплоутилизатор 4. Вообще не известен	[1, с. 299-302]
68. Какой запас поверхности теплопередачи допустим при проверочном расчете воздухонагревателя?	1. Запас поверхности не нормируется 2. Запас равен до 10 % 3. Запас равен до 15 %	[1, с. 207-210]
69. Как определяется производительность СКВ для холодного периода года?	1. Принимается по теплomu периоду года 2. Путем расчета с учетом параметров холодного периода	[1, с. 144-145]

1	2	3
	3. В холодный период СКВ не работает, поэтому расчет не производят	
70. Можно ли получить воздух требуемых параметров в одноступенчатом аппарате?	1. Нет 2. Возможно, применяя растворы солей 3. Да, применяя полную рециркуляцию воздуха	[1, с. 153-155]
71. Для чего служит терморегулирующий вентиль?	1. Для регулирования расхода теплоносителя на подающей магистрали 2. Для регулирования температуры воды в градирне 3. Для создания гидравлического сопротивления в контуре хладагента холодильной машины 4. Для обеспечения постоянной температуры кипения хладагента	[1, с. 242-243]
72. В каких случаях в качестве промежуточного теплоносителя в теплоутилизаторах применяют воду?	1. Воду вообще не применяют 2. При температуре теплоносителя выше 4 °С 3. При температуре теплоносителя выше 7 °С 4. При температуре теплоносителя выше 100 °С	[2, с. 181-183]
73. Для чего применяют обратное водоснабжение в СКВ?	1. Для снижения водопотребления конденсатором холодильной машины 2. Для снижения водопотребления испарителем холодильной машины 3. Для снижения водопотребления форсуночной камерой	[1, с. 285-287]
74. Основное конструктивное отличие сплит-систем от других кондиционеров?	1. Конструкция монтируется за фальшпотолком 2. Наличие наружного и внутреннего блока 3. Наличие двух компрессоров 4. Отсутствие вентилятора	[7, с. 84-87]

1	2	3
75. Что понимают под вредностями в СКВ?	1. Содержание в воздухе аэрозолей 2. Данный термин не применяется 3. Содержание в воздухе газов, избыточной теплоты, водяных паров 4. Радиоактивное излучение	[2, ]
76. Каким показателем оценивают энергетическую эффективность холодильной установки?	1. Коэффициентом полезного действия 2. Коэффициентом использования энергии 3. Холодопроизводительностью 4. Теплопроизводительностью	[1, с. 242-243]
77. Какая система теплохолодоснабжения кондиционеров-доводчиков обеспечивает надежное поддержание требуемых параметров воздуха?	1. Однотрубная 2. Двухтрубная 3. Трехтрубная 4. Четырехтрубная	[1, с. 275-285]
78. Что означает термин «косвенное» охлаждение воздуха?	1. Охлаждение воздуха в контактом аппарате 2. Охлаждение воздуха в воздуховодах 3. Охлаждение воздуха в поверхностном теплообменнике 4. Охлаждение воздуха в градирне	[1, с. 127]
79. Чему равна максимальная температура конденсации паров фреона в конденсаторе?	1. Не выше 36 °С 2. Не выше 22 °С 3. Не нормируется	[3, с. 31]
80. Что означает термин «рядность» теплообменника?	1. Номер теплообменника по ходу движения воздуха 2. Количество труб по толщине теплообменника 3. Количество оребренной поверхности 4. Термин не применяется	[1, с. 200-206]

1	2	3
81. Какой теплообменник холодильной машины может иметь внутреннее оребрение труб?	1. Испаритель 2. Конденсатор 3. Нет такого теплообменника	[1, с. 257-259]
82. Для чего применяется рециркуляция воздуха в СКВ?	1. С целью увеличения кратности 2. С целью экономии расхода воды 3. С целью экономии расхода теплоты и холода	[1, с. 120-122]
83. Чему равна скорость горячей воды в трубках воздухонагревателей?	1. $\vartheta = 1,5 \dots 2$ м/с 2. $\vartheta = 1,0 \dots 1,5$ м/с 3. $\vartheta = 0,4 \dots 1,0$ м/с 4. $\vartheta = 0,15 \dots 0,35$ м/с	[1, с. 207-210]
84. Как осуществляется регулирование температуры внутреннего воздуха в СКВ?	1. Изменением тепловой мощности воздухонагревателя второй ступени 2. Изменением тепловой мощности воздухонагревателя первой и второй ступени 3. Изменением расхода приточного воздуха	[1, с. 343]
85. Какие характеристики СКВ из приведенных ниже являются безразмерными величинами: – коэффициент орошения; – коэффициент эффективности; – угловой коэффициент луча процесса	1. Коэффициент эффективности 2. Коэффициент орошения и коэффициент эффективности 3. Коэффициент эффективности и угловой коэффициент луча процесса 4. Все приведенные коэффициенты	[1, с. 48-49, 197-198]
86. Какой теплоутилизатор (относят) называют рекуперативным?	1. Теплообменник, в котором теплообмен между потоками происходит через стенки 2. Теплообменник, в котором поверхность теплообмена попеременно контактирует с охлаждаемой и нагреваемой средами	[1, с. 243]

1	2	3
	1. 3. Теплоутилизатор с наружным оребрением	
87. Для какой цели применяют бромистый литий в СКВ?	1. В качестве компонента рабочей среды в абсорбционной холодильной машине 2. В качестве промежуточного теплоносителя при утилизации теплоты 3. Вообще не применяют	[1, с. 243]
88. Что характеризует коэффициент орошения?	1. Массу жидкости, приходящейся на единицу поперечного сечения ОКФ 2. Массу жидкости, приходящейся на один килограмм воздуха 3. Массу жидкости, приходящейся на одну форсунку 4. Массу жидкости, распыляемой в единицу времени	[1, с. 198]
89. Какой величины может достигать максимальное рабочее давление воды перед форсунками?	1. $P = 1000$ кПа 2. $P = 500$ кПа 3. $P = 250$ кПа 4. $P = 100$ кПа	[1, с. 195]
90. Учитывают ли нагрев приточного воздуха в воздуховодах при построении процессов СКВ на $I-d$ -диаграмме?	1. Учитывают только для переходного периода года 2. Учитывают только для теплого периода года 3. Учитывают только для холодного периода года 4. Учитывают для всех периодов года	[1, с. 144]
91. Чем опасно соприкосновение хладонов (фреонов) с открытым огнем?	1. Взрывом 2. Образованием ядовитых газов 3. Пожаром 4. Никакой опасности нет	[1, с. 249]
92. Для чего определяют энтальпийный показатель при расчете форсуночной камеры?	1. Для определения расхода воды 2. Для определения давления воды перед форсунками 3. Для определения температуры воды на входе в камеру	[1, с. 196, 198]

1	2	3
	1. Для определения влажности воздуха на выходе из камеры	
93. В каких пределах может изменяться численное значение углового коэффициента луча процесса в помещении?	1. от 0 до $+\infty$ 2. от $-\infty$ до $+\infty$ 3. от $-\infty$ до 0	[1, с. 43]
94. При наличии наружного и внутреннего блоков кондиционера, где располагается конденсатор?	1. Во внутреннем блоке 2. В наружном блоке 3. Конденсатор не нужен	[7, с. 84]
95. Для каких целей в СКВ может применяться брызгальный бассейн?	1. Для обратного водоснабжения 2. Как замена холодильной машины 3. Для снижения расхода холода в СКВ 4. Для улучшения архитектурно-планировочного решения СКВ	[1, с. 127]
96. Что называют тепловым насосом?	1. Насос для подачи теплоносителя 2. Холодильная машина, в которой теплота охлаждения конденсатора используется для теплообеспечения 3. Компрессор холодильной машины	[1, с. 314-317]
97. Какой период года называют переходным?	1. Период, когда среднесуточная температура наружного воздуха равна $8^{\circ}\text{C}$ 2. Период, когда среднесуточная температура наружного воздуха равна $10^{\circ}\text{C}$ 3. Период, когда среднесуточная температура наружного воздуха равна $12^{\circ}\text{C}$	[2]

1	2	3
98. Место установки датчика при регулировании относительной влажности внутреннего воздуха по методу «точки росы»?	1. Датчик температуры, установленный в поддоне форсуночной камеры 2. Датчик температуры, установленный на выходе форсуночной камеры 3. Датчик влажности, установленный в помещении	[1, с. 343; 2, с. 19-21]
99. Что является целью расчета оросительной камеры?	1. Определение линейных (габаритных) размеров камеры 2. Определение марки (типа) камеры, расхода и давления воды, ее начальной и конечной температуры 3. Определение энтальпийного показателя и коэффициента эффективности 4. Определение типа камеры и числа форсунок	[3, с. 23]
100. Чем определяется температурный режим испарителя?	1. Температурой воды на входе, выходе из форсуночной камеры 2. Температурой воздуха на входе, выходе из форсуночной камеры 3. Холодопроизводительностью установки 4. Типом хладагента	[1, с. 249-250]
101. Можно ли охладить воду воздухом до температуры ниже, чем его начальная температура?	1. Процесс не возможен 2. Процесс возможен в контактном аппарате 3. Процесс возможен в поверхностном теплообменнике	[1, 2]
102. Для каких целей в СКВ применяют этиленгликоль?	1. В качестве хладагента 2. В качестве антикоррозийной добавки к холодоносителю 3. В качестве добавки, понижающей температуру замерзания холодоносителя 4. В качестве промежуточного теплоносителя	[8, с. 155-156]

1	2	3
103. Что означают цифры в маркировке ЭШФ7/9?	1. Диаметр входного и выходного отверстий, мм 2. Минимальную и максимальную производительность по воде, тыс. м <sup>3</sup> /ч 3. Допустимое рабочее давление воды, ат	[2, с. 51]
104. Ограничено ли применение аммиака в качестве хладагента?	1. Ограничений нет 2. Применяют крайне редко и только в промышленных системах холодоснабжения 3. Применяют при работе с поршневым компрессором	[2, с. 104]
105. Укажите на основной недостаток сплит-систем.	1. Невозможность подачи в помещение требуемого количества свежего воздуха 2. Невозможность нагрева внутреннего воздуха 3. Небольшая производительность 4. Ухудшают архитектуру здания	[8, с. 84]

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.
2. Внутренние санитарно-технические устройства: Вентиляция и кондиционирование воздуха. /Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлова, Ю.И. Шиллера.: В 2 кн. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. Кн. 1, 2. Ч. 3. – 319 с.
3. Методические указания к курсовой работе кондиционирование воздуха и холодоснабжение. /Сост. А.Г. Аверкин. – Пенза: Пенз. ГАСА, 1995. – 50 с.
4. А.Г. Аверкин. Практикум по курсу « Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» . – Пенза: Пенз. ГАСА, 1999. – 28 с.
5. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Расчет воздухонагревателей типа ВНЗ на ПЭВМ. /Сост. А.Г. Аверкин, Р.А. Муленков. – Пенза: Пенз. ГАСА, 1999. – 10 с.
6. Пеклов А.А., Степанова Т.А. Кондиционирование воздуха. – Киев: Вища школа, 1978. – 326 с.
7. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1989. – 224 с.
8. Ананьев В.А., Балужева Л.Н., Гальперин А.Д. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. – М.: « Евроклимат» , издво « Арина» , 2000. – 416 с.
9. Кокорин О.Я., Дерипасов А.М. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Каталог. – М.: ИКФ « Каталог» , 2002. – 91 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ОГЛАВЛЕНИЕ</b> .....	124
<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	3
<b>1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВОЗДУХЕ</b> .....	4
1.1. Основные свойства влажного воздуха .....	4
1.2. I-d-диаграмма влажного воздуха .....	6
1.3. Процессы нагрева, охлаждения и смешения воздуха .....	9
1.4. Примеры .....	10
1.5. Контрольные задачи .....	15
<b>2. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ</b> ...	16
2.1. Криволинейный треугольник .....	16
2.2. Процессы увлажнения и осушения воздуха водой .....	17
2.3. Примеры .....	18
2.4. Контрольные задачи .....	20
<b>3. РАСЧЕТЫ ПРИ ПОСТРОЕНИИ ПРОЦЕССОВ СКВ НА I-d-ДИАГРАММЕ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА</b> .....	21
3.1. Построение луча процесса .....	21
3.2. Определение параметров приточного воздуха .....	22
3.3. Определение параметров удаляемого воздуха .....	22
3.4. Определение производительности СКВ .....	23
3.5. Построение процессов обработки воздуха в СКВ при прямооточных схемах .....	24
3.5.1. Прямое изохлальное охлаждение воздуха .....	24
3.5.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода .....	26
3.5.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода .....	26
3.6. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией .....	29
3.6.1. Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода .....	29
3.6.2. Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода .....	31
3.7. Двухступенчатое охлаждение воздуха .....	33
3.8. Увлажнение воздуха водяным паром .....	34
3.9. Примеры .....	36
3.10. Контрольные задачи .....	49
<b>4. РАСЧЕТ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ</b> .....	56
4.1. Расчет камеры орошения .....	56

4.2. Расчет воздухонагревателей .....	58
4.3. Расчет воздухоохладителей .....	63
4.3.1. Расчет воздухоохладителей при сухом охлаждении .....	63
4.3.2. Расчет воздухоохладителей при охлаждении и осушении воздуха .....	64
4.4. Расчет оборудования холодоснабжения .....	66
4.4.1. Поверочный расчет испарителя .....	66
4.4.2. Поверочный расчет конденсатора .....	67
4.4.3. Расчет брызгального бассейна .....	68
4.4.4. Расчет градирни .....	71
4.5. Примеры .....	72
4.6. Контрольные задачи .....	80
<b>СПИСОК УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ</b> .....	82
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ</b> .....	85
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК</b> .....	124