

ГОССТРОЙ СССР
ГЛАВПРОМСТРОЙПРОЕКТ
ВСЕСОЮЗНОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ СОЮЗСАНТЕХПРОЕКТ
Государственный проектный институт
САНТЕХПРОЕКТ

**РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО РАСЧЕТУ ПОВЕРХНОСТНЫХ
ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
И ВЕНТИЛЯЦИИ**

ВЗ-15

МОСКВА 1969

УТВЕРЖДАЮ:

Главный инженер ГПИ Сантехпроект
С. Ф. Анкельвичтейн И. СТАРОВОБОВ

" 11 " 08 1969 г.

В рекомендациях содержатся материалы для тепло-технического расчета поверхностных воздухоохлажда-телей, применяемых в системах кондиционирования воз-духа и вентиляции.

Приводится методика и примеры расчета серийно выпускаемых поверхностных воздухоохлажда-телей, а также воздухоохлажда-телей из секций подогрева центральных кондиционеров и спирально-навивных калориферов типа ККСО и ККСЮ. Приводятся данные для расчета процессов сухого охлаждения, процессов одновременного охлаждения и осушения воздуха, а также данные для расчета совместной работы воздухоохлажда-телей и бросительных камер (градирен), используемых для охлаждения воды, циркулирующей в теплообменниках.

В рекомендациях, составленных кандидатом технических наук Л.М. Зусмановичем, использован разработанный им метод расчета поверхностных воздухоохлажда-телей.

Рекомендации подготовлены и изданы в техни-ческом отделе ГПИ Сантехпроект и утверждены в качестве материала обязательного для применения в системе Всесоюзного Объединения Союзсантех-проект.

Р. Копляк

В. Зусманович

Л. Зусманович

С. Ф. Анкельвичтейн

Ф. Плишадаров

<u>С О Д Е Р Ж А Н И Е</u>		стр.
I. Общие положения		4
II. Сущность метода расчета поверхностных воздухоохладителей		6
III. Расчет процессов охлаждения и осушения воздуха		19
IV. Расчет процессов сухого охлаждения воздуха		33
V. Расчет совместной работы поверхностных теплообменников и водоохлаждающих оросительных камер		44
VI. Конструктивные предложения		50
VII. Примеры расчета		58
Примеры I и 2.	Расчеты процессов охлаждения и осушения воздуха. Обратная задача. Воздухоохладители собраны из секций неорошаемых поверхностных воздухоохладителей /пример 1/ и из секций подогрева КД /пример 2/	55
Примеры 3 и 4	Расчеты процессов охлаждения и осушения воздуха. Прямая задача. Воздухоохладители собраны из секций подогрева КД /пример 3/ и калориферов КФСО и КФБО со спирально-навивным оребрением /пример 4/	71
Пример 5	Расчет процесса сухого охлаждения воздуха / $d = \text{const}$ /. Обратная задача. Воздухоохладитель собран из секций подогрева Кд 80	88
Пример 6	Расчет процесса сухого охлаждения воздуха / $d = \text{const}$ /. Прямая задача. Воздухоохладитель собран из секций подогрева Кд 120	94
Пример 7	Расчет совместной работы воздухоохладителя и оросительной камеры, используемой для охлаждения циркуляционной воды. Воздухоохладитель собран из пластинчатых калориферов КЧВП.	101
VIII. Расчетные номограммы и диаграммы		108
	Номограмма I - для определения критерия $\Delta \zeta$ при охлаждении	

	и осушения воздуха	109
Номограмма 2	- для определения критерия $\Delta \bar{T}_c$ при охлаждении и осушении воздуха	110
Номограмма 3	- для расчета процессов сухого охлаждения воздуха	111
Номограмма 4	- для расчета охлаждения воды в оросительных камерах	112
Диаграмма I	- для определения критерия R	113

IX. П р и л о ж е н и я

Приложение I	- Конструктивные характеристики стальных поверхностных воздухоохлаждателей	116
Приложение 2	- Характеристика спирально-навивного оребрения теплообменников	124
Приложение 3	- Предпочтительные принципиальные схемы соединения теплообменников по хладоносителю	125
Приложение 4	- Конструктивные размеры оросительных камер КД	130
Приложение 5	- График для определения производительности центробежных форсунок оросительных камер КД	131

1. Общие положения

1. Рекомендации предназначены для теплотехнического расчета поверхностных спирально-навивных теплообменников, применяемых в системах кондиционирования воздуха и вентиляции для охлаждения и осушения воздуха или для его сухого охлаждения.

2. В рекомендациях приводятся аналитические уравнения и номограммы для теплотехнического расчета поверхностных воздухоохладителей, данные для определения аэродинамического сопротивления установок при конденсации влаги и при сухом охлаждении воздуха, а также методика расчета прямых и обратных теплотехнических задач.

Последовательность решений иллюстрируется примерами, в которых показан расчет процессов охлаждения и осушения воздуха и расчет процессов его сухого охлаждения.

В рекомендациях приводятся также аналитические зависимости номограммы, методика и примеры расчета совместной работы теплообменников на режимах сухого охлаждения воздуха и оросительных камер (градирен), используемых для охлаждения воды, циркулирующей в теплообменниках.

3. Для сухого охлаждения или для охлаждения и осушения воздуха рекомендуется в настоящее время применять следующие теплообменники, серийно выпускаемые промышленностью:

- двух- и трехрядные секции подогрева центральных кондиционеров (Кд);
- секции неорошаемых воздухоохладителей центральных кондиционеров;
- калориферы типа КФБО и КФСО;
- секции орошаемых воздухоохладителей центральных кондиционеров. х)

х) Ввиду большого аэродинамического сопротивления, создаваемого орошаемыми спирально-навивными теплообменниками с крупными гофрами, см. табл. 4, их применение следует ограничивать. Секции орошаемых воздухоохладителей могут быть использованы для охлаждения и осушения воздуха или для его сухого охлаждения как неорошаемые теплообменники при выключенном циркуляционном насосе.

4. Конструктивные характеристики и характеристики оребрения указанных в п.3 теплообменников приводятся в приложениях I и 2 п.1. Из перечисленных теплообменников могут быть скомпонованы воздухоохладители с различной поверхностью охлаждения и с различными схемами соединения по хладоносителю, см. приложение 3.

Эти теплообменники могут применяться на различную производительность по воздуху (до 240 тыс.м³/час). Рекомендации для расчета перечисленных теплообменников содержатся в разделах III и IV.

5. Данные для теплотехнического расчета, приведенные в разделах III и IV, могут быть с некоторым приближением применены для расчета теплообменников, имеющих другие абсолютные геометрические размеры спирально-навивных оребренных трубок.

При этом обязательным условием для применения расчетных формул является сохранение отношения высоты ребра к наружному диаметру трубки $\frac{h}{d_n} = 0,46 - 0,5$ и сохранение шага навивки $\tau = 3-4$ мм при толщине ребра 0,3 - 0,4 мм.

Указанным условиям, в частности, отвечают теплообменники, имеющие алюминиевые оребренные трубки с непрерывными спирально-накатными гладкими ребрами, выдавленными из тела трубок. Характеристика оребрения алюминиевых теплообменников приведена в приложении 2 п.3. Эти теплообменники выпускаются Домодедовским заводом "Кондиционер" для многозональных кондиционеров и вертикальных кондиционеров КВ-1,5.

6. Достаточно хорошую сходимость с уравнениями, приведенными в разделе IV, показали опыты с пластинчатыми шести и восьмирядными теплообменниками, проведенными доктором технических наук А.А.Гоголиным и кандидатами технических наук А.А.Рыжковичем и В.Е. Мининым на режимах сухого охлаждения воздуха. Поэтому до проведения более широких исследований пластинчатых теплообменников с различными конструктивными характеристиками рекомендуется применять для сухого охлаждения воздуха пластинчатые калориферы типа КФС и КФБ (и калориферы с аналогичным оребрением) и рассчитывать их по соответствующим формулам, приведенным в разделе IV.

П. Сущность метода расчета поверхностных воздухоохладителей

7. Глубина охлаждения и осушения воздуха, оцениваемая относительными изменениями теплосодержаний $\Delta \bar{J}$ и температур $\Delta \bar{T}_c$, а также интенсивность протекания процессов тепло- и влагообмена, определяются начальными разностями потенциалов взаимодействующих сред воздуха и воды, т.е. определяются движущими силами теплообмена и влагообмена.

Излагаемый метод расчета поверхностных воздухоохладителей основан на применении критериальных уравнений (1) и (2), определяющих относительные изменения теплосодержания $\Delta \bar{J}$ и температуры $\Delta \bar{T}_c$ охлаждаемого воздуха, при его контакте с теплоотводящей поверхностью^{х)}.

8. Применение указанного метода позволяет отказаться при расчетах поверхностных воздухоохладителей от применения коэффициентов теплопередачи K , теплоотдачи α и массоотдачи β , позволяет отказаться от вычисления температуры охлаждающей поверхности и позволяет анализировать, без применения графических построений на $J-d$ диаграмме производить расчет поверхностных воздухоохладителей.

Расчет поверхностных воздухоохладителей по излагаемому методу производится по начальным параметрам контактирующих сред (воздуха и воды, воздуха и рассола), которые, как правило, являются известными. Перечисленные выше обстоятельства позволяют упростить методику расчета поверхностных воздухоохладителей и сделать ее более доступной.

х) Метод расчета основан на теоретических и экспериментальных исследованиях автора с различными поверхностными воздухоохладителями (см. например "Расчет поверхностных воздухоохладителей", Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях, Стройиздат, Москва 1968 г.), а также на обработке и анализе экспериментальных данных с поверхностными теплообменниками, которые были проведены докторами техн. наук А.А. Гоголиным, Е.Е. Карписом, П.В. Участкиным и кандидатами техн. наук А.А. Рыжовичем и В.Е. Мининим.

9. Процессы охлаждения и осушения воздуха при его контакте с теплопроводящей поверхностью, характеризуются следующими безразмерными зависимостями:

Полный теплообмен выражается уравнением

$$\Delta \bar{J} = A(1 + M_1 \cdot R) R_{eT}^{-m} R_{e\text{жс}}^n \left(\frac{F}{F_{\text{жс}}}\right)^k \left(\frac{\varphi_{\text{жс}}}{\psi}\right)^{-p} \quad (1)$$

Явный теплообмен характеризуется зависимостью

$$\Delta \bar{T}_G = A_1(1 + M_1)^q R_{eT}^{-h} R_{e\text{жс}}^d \left(\frac{F}{F_{\text{жс}}}\right)^r \left(\frac{\varphi_{\text{жс}}}{\psi}\right)^{-l} \quad (2)$$

Для теплообменников с определенными конструктивными характеристиками оребрения эти зависимости могут быть представлены в следующем виде.

$$\Delta \bar{J} = A_2(1 + M_1 \cdot R) (U \gamma)^m \cdot \omega^n \cdot \left(\frac{F}{F_{\text{жс}}}\right)^k \cdot \left(\frac{\varphi_{\text{жс}}}{\psi}\right)^{-p} \quad (3)$$

$$\Delta \bar{T}_G = A_3(1 + M_1)^q \cdot (U \gamma)^h \cdot \omega^d \cdot \left(\frac{F}{F_{\text{жс}}}\right)^r \cdot \left(\frac{\varphi_{\text{жс}}}{\psi}\right)^{-l} \quad (4)$$

В этих уравнениях:

A, A_1, A_2 и A_3 - коэффициенты

m, n, k, p, q, h, d, r и l - показатели степени

$$\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} \quad - \text{относительное изменение теплосодержания воздуха;}$$

$$\Delta \bar{T}_G = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_p} \quad - \text{относительное изменение температуры воздуха;}$$

J_1 и J_2 - теплосодержание воздуха до и после воздухоохлаждителя, ккал/кг;

J_p и t_p - теплосодержание и температура точки росы воздуха до воздухоохлаждителя, ккал/кг и град;

t_{c_1} и t_{c_2} - температура воздуха до и после воздухоохлаждителя, град;

$\Delta t_p = t_{c_1} - t_p$ - гигрометрическая разность температур воздуха, град;

$J_i - J_p \approx C_p(t_{c_1} - t_p)$ - гигрометрическая разность теплосодержаний воздуха, ккал/кг;

$M_I = \frac{t_p - t_{в.н}}{t_{c_1} - t_p}$ - температурный критерий, учитывающий начальные параметры воздуха и хладоносителя;

$t_{в.н}$ - начальная температура хладоносителя (воды) перед воздухоохладителем, град;

$t_p - t_{в.н}$ - температурный аналог движущей силы (разности потенциалов) влагообмена, град;

C_p - теплоемкость влажного воздуха, ккал/кг град;

R - критерий, учитывающий влияние на теплообмен движущей силы влагообмена, определяется по формуле

$$R = 1 + \frac{\zeta \beta_p}{\alpha} \quad \alpha = 1 + 2,34\alpha$$

где: $\alpha = \frac{\rho_n - \rho_{в.н}}{t_p - t_{в.н}}$ - коэффициент пропорциональности, в мм рт.ст./град.

ρ_n и $\rho_{в.н}$ - парциальные давления водяного пара в состоянии насыщения соответственно при температурах t_p и $t_{в.н}$, в мм рт.ст.

$\frac{\alpha}{\beta_p}$ - отношение коэффициентов тепло- и влагообмена. Для обычных условий работы поверхностных воздухоохладителей: -

$$\frac{\alpha}{\beta_p} \approx 0,34 \text{ ккал.ат/кг град};$$

ζ - скрытая теплота конденсации, принимаемая для средних условий равной 585 ккал/кг.

$Re_r = \frac{v \cdot D_3}{\nu}$ - критерий Рейнольдса для воздушного потока;

$Re_{ж} = \frac{\omega \cdot d_{в.н}}{\nu_{ж}}$ - критерий Рейнольдса для хладоносителя;

$\frac{F}{f_{ж}}$ - критерий глубины воздухоохладителя;

F - полная поверхность охлаждения, м²;

$f_{ж}$ - живое сечение воздухоохладителя для прохода воздуха, м²;

$\frac{f_{ж}}{\psi}$ - критерий живых сечений;

ψ - живое сечение воздухоохладителя для прохода хладоносителя, м²;

$D_3 = 4 \cdot L \cdot \frac{f_{ж}}{F}$ - эквивалентный диаметр оребрения;

L - глубина (длина) пучка в направлении потока воздуха, измеренная по оребренным трубкам;

v - весовая скорость движения воздуха в живом сечении охладителя, кг/м² сек;

ω - скорость хладоносителя в трубках, м²;

$d_{в.н.}$ - внутренний диаметр оребренной трубки, м².

Критерий R определяется также по диаграмме I или по приближенной формуле

$$R = 1,8 + 0,022(t_p + t_{в.н.}) + 0,00077(t_p^2 + t_p \cdot t_{в.н.} + t_{в.н.}^2) \quad (5)$$

10. Физический смысл уравнений (1) и (2) и входящих в них величин заключается в следующем:

а/ Уравнение (1) характеризует полный теплообмен между воздухом и хладоносителем, движущимся по трубкам теплообменника.

Уравнение (2) характеризует явный теплообмен, протекающий одновременно с полным.

б/ Безразмерная величина $\Delta \bar{J}$ характеризует изменение тепло- содержания воздуха при его охлаждении и осушении в поверхност- ном воздухоохладителе.

Безразмерная величина $\Delta \bar{t}_c$ характеризует изменение темпе- ратуры воздуха при его охлаждении в поверхностном воздухоохла- дителе.

в/ Температурный критерий M_T учитывает начальные параметры взаимодействующих сред воздуха и хладоносителя и представляет собой отношение температурного аналога движущей силы влагооб- мена ($t_p - t_{в.н}$) к начальной гигрометрической разности темпера- тур воздуха ($t_c - t_p$).

В зависимости от абсолютных значений t_p , $t_{в.н}$ и t_c , при $M_T = const$ может быть различная величина движущей силы влаго- обмена $\Delta \rho = \rho_n - \rho_{в.н} = a(t_p - t_{в.н})$

Поэтому один критерий M_T характеризует только температур- ные условия при явном теплообмене и входит в уравнение (2) для явного теплообмена.

г/ Критерий R учитывает влияние влагообмена на теплообмен, т.е. учитывает влияние действительной величины движущей силы влагообмена $\Delta \rho$, в зависимости от абсолютных значений t_p и $t_{в.н}$.

Произведение критериев $M_1 \cdot R$ характеризует отношение движу- щей силы влагообмена к начальной гигрометрической разности температур обрабатываемого воздуха и поэтому используется для характеристики полного теплообмена, в уравнении (2).

Это же произведение $M_2 \cdot R$ характеризует отношение движущей силы влагообмена к движущей силе теплообмена ($t_c - t_{в.н}$), кото- рые при прочих равных условиях определяют глубину и интенсив- ность охлаждения и осушения воздуха.

д/ Критерий Рейнольдса для газа Re_T характеризует гидро- динамические условия тепло- и влагообмена между охлаждаемым воздухом и теплоотводящей поверхностью.

Критерий Рейнольдса для жидкости (хладоносителя) $Re_{ж}$ харак- теризует гидродинамические условия теплообмена между теплоот- водящей поверхностью и движущимся хладоносителем.

е/ Критерий глубины $\frac{F}{\psi_{ж}}$ характеризует поверхность охлаждения теплообменника, приходящуюся на 1 м² живого сечения для прохода воздуха.

Кроме того, при данной весовой скорости (U_{ψ}) критерий глубины характеризует поверхность охлаждения теплообменника, приходящуюся на 1 кг обрабатываемого воздуха.

ж/ Физический смысл входящего в уравнения (1) и (2) критерия живых сечений $\frac{\psi_{ж}}{\psi}$ заключается в том, что он при данных скоростях движения воздуха (U_{ψ} , Re_r) и хладоносителя (ω , $Re_{ж}$), характеризует отношение водяных эквивалентов теплообменивающих сред $\frac{G \cdot C_p}{W \cdot C_b}$

здесь:

- G - весовое количество охлаждаемого воздуха, кг/час;
- W - весовое количество хладоносителя, кг/час;
- C_p и C_b - теплоемкости воздуха и хладоносителя, ккал/кг град.

в/ Таким образом тепло- и влагообмен в поверхностных теплообменниках с определенной конструкцией оребрения, оцениваемый по изменениям теплосодержаний и температур одного кг охлаждаемого воздуха, определяется, согласно уравнениям (1) и (2), тремя основными факторами:

- температурными условиями обмена (произведением критериев M, R);
- гидродинамическими условиями движения контактирующих сред (критериями Re_r и $Re_{ж}$ или скоростями движения воздуха U_{ψ} и хладоносителя ω);
- конструктивными параметрами теплообменников: критерием глубины и критерием живых сечений.

Графическая интерпретация величин $\Delta \bar{J}$, $\Delta \bar{T}_c$, M_1 , R и α применительно к процессам охлаждения и осушения воздуха представлена на рис. I.

II. Характерная особенность уравнений (1) и (2) заключается в том, что в них при прочих равных условиях, отдельно учтено влияние на тепло- и влагообмен двух самостоятельных факторов:

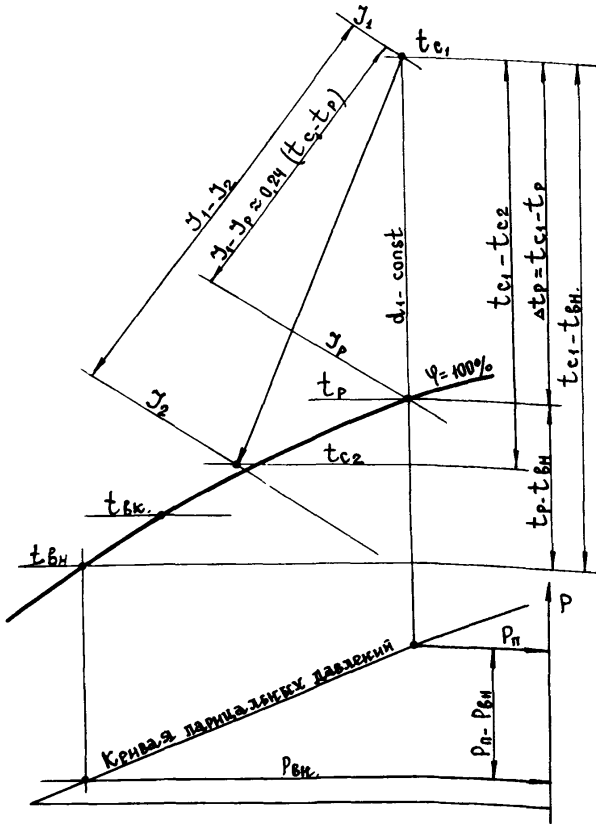


Рис. 1 Графическая интерпретация расчетных величин $\Delta \bar{J}$; $\Delta \bar{T}_c$; M_1 ; R и α в $t-d$ - диаграмме.

$\Delta t_p = t_{c1} - t_p$ - гидрометрическая разность;

$\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} = \frac{J_1 - J_2}{0,24(t_{c1} - t_p)}$ - относительное изменение теплоемкости;

$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p}$ - относительное изменение температуры;

$M_1 = \frac{t_p - t_{вн}}{t_p - t_p}$ - Температурный критерий;

$R = 1 + \frac{t_p - t_{вн}}{\alpha} \alpha = 1 + 2,34 \alpha$ - критерий, учитывающий влияние влагообмена на теплообмен;

$\alpha = \frac{P_n - P_{вн}}{t_p - t_{вн}}$ - коэффициент, мн. от /град.

- скоростей движения контактирующих сред $V_{\text{ж}}$ и ω ;
- отношения водяных эквивалентов $\frac{G \cdot C_p}{W \cdot C_g}$ взаимодействующих сред. Влияние отношения $\frac{G \cdot C_p}{W \cdot C_g}$ учитывается критерием живых сечений $\frac{\psi_{\text{ж}}}{\psi}$.

При постоянной скорости хладоносителя в трубах теплообменников ω и постоянной весовой скорости воздуха $V_{\text{ж}}$, в зависимости от схемы соединения теплообменников (параллельной или последовательной), абсолютный расход хладоносителя может изменяться в широких пределах. При этом, естественно, будет меняться и отношение водяных эквивалентов. Критерий живых сечений учитывает дополнительное влияние отношения водяных эквивалентов на процессы тепло- и влагообмена при $V_{\text{ж}} = \text{const}$ и $\omega = \text{const}$

12. Дополнительным важным показателем для оценки характера процесса изменения состояния воздуха в поверхностных воздухоохладителях является величина относительного расхода хладоносителя B_p

$$B_p = \left(\frac{\psi}{\psi_{\text{ж}}} \right) \cdot \frac{\omega}{V_{\text{ж}}} \cdot 1000 = \frac{W}{G} \text{ кг/кг}$$

Этот коэффициент характеризует также как и коэффициент орошения B в оросительных камерах, количество хладоносителя (воды), приходящееся на каждый кг обрабатываемого воздуха.

13. Уравнения (1) и (2) применимы для описания процессов охлаждения и осушения воздуха в различных поверхностных воздухоохладителях. Структура указанных уравнений не зависит от характера оребрения.

В зависимости от характера оребрения изменяются только величины показателей степени у $Re_{\text{г}}$ и $Re_{\text{ж}}$, у критерия глубины и критерия живых сечений, а также величины коэффициентов A и A_1 .

Численные значения коэффициентов и показателей степеней в уравнениях (3) и (4) для теплообменников со спирально-навивным оребрением приведены в соответствующих таблицах раздела III.

Для критериальных уравнений (1) и (2) значения показателей степеней аналогичны приведенным в разделе III. Несколько изменятся лишь величины коэффициентов:

для уравнения (1) $A = 0,142$; для уравнения (2) $A_1 = 0,264$.

14. При контакте с теплоотводящей поверхностью могут происходить два процесса, сопровождающиеся понижением теплосодержания воздуха:

- охлаждение воздуха без изменения его влагосодержания (сухое охлаждение $d_2 \approx d_1$);
- охлаждение и осушение воздуха ($d_2 < d_1$).

Проведение этих процессов в воздухоохладителях с постоянными конструктивными характеристиками ($\frac{F}{F_{\text{н}}} = \text{const}$ и $\frac{\phi_{\text{н}}}{\psi} = \text{const}$) зависит от взаимного соотношения трех величин:

начальной температуры хладоносителя $t_{\text{в.н.}}$;
 начальных параметров обрабатываемого воздуха $t_{\text{с}}$ и $t_{\text{р}}$;
 скорости хладоносителя (воды) ω и весовой скорости воздуха $\omega_{\text{в}}$,
 (т.е. от величины относительного расхода хладоносителя $V_{\text{р}}$).

Эти величины входят в расчетные уравнения (3) и (4).

15. Условия, необходимые и достаточные для проведения процессов сухого охлаждения воздуха и процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях приведены в табл. I.

Как видно из табл. I, при температуре хладоносителя $t_{\text{в.н.}}$ меньшей точки росы обрабатываемого воздуха возможно проведение двух процессов: сухого охлаждения и процесса охлаждения с осушением воздуха.

Осуществление требуемого процесса зависит при всех прочих равных условиях от величины относительного расхода хладоносителя $V_{\text{р}}$. Если $V_{\text{р}} \approx V_{\text{т}}$ или $V_{\text{р}} < V_{\text{т}}$, то будет протекать процесс сухого охлаждения, несмотря на то, что $t_{\text{в.н.}} < t_{\text{р}}$. Если же $V_{\text{р}} > V_{\text{т}}$, т.е. $V_{\text{р}} \approx (1,4-6)V_{\text{т}}$, то это является достаточным условием для осушения воздуха при $t_{\text{в.н.}} < t_{\text{р}}$.

Таблица 1.

Условия проведения процессов с понижением тепло-содержания воздуха в поверхностных воздухоохладителях

Условия проведения процессов		Процессы изменения состояния воздуха с понижением тепло-содержания	
Необходимые	Достаточные		
Начальная температура хладоносителя $t_{\delta,н}$	Относительный расход хладоносителя V_p		
$t_{\delta,н} \geq t_p$ $(M_1 \leq 0)$	$V_p > 0$ $(G \neq 0; W \neq 0)$		Процессы охлаждения воздуха без изменения влагосодержания (процессы сухого охлаждения) $d_1 \approx d_2 = const$
$t_{\delta,н} < t_p$ $(M_1 > 0)$	$V_p \leq V_T$ $V_T \approx \frac{C_p}{M_1 C_{\delta}}$		Процессы охлаждения и осушения воздуха $d_1 \approx d_2 = const$
$t_{\delta,н} < t_p$ $(M_1 > 0,25)$	$V_p > \frac{C_p}{M_1 C_{\delta}}$ $[V_p \approx (1,4 \div 6) V_T]$		Процессы охлаждения и осушения воздуха

Примечание: $V_p = \frac{W}{G}$; $M_1 = \frac{t_p - t_{\delta,н}}{t_{c1} - t_p}$;
 C_p и C_{δ} — теплоемкости воздуха и хладоносителя, в ккал/кг град;
 W и G — весовые расходы хладоносителя (воды) и воздуха, в кг/ч.
 V_T — теоретическое значение относительного расхода хладоносителя

Для $t_{в.н.} \geq t_p$ при любых значениях $Вр > 0$ (при $G \neq 0$ и $W \neq 0$) будет протекать процесс сухого охлаждения воздуха.

По данным табл. I определяется и предельно допустимая температура хладоносителя $t_{в.н.} < t_p$, при которой еще возможно проведение осушения воздуха (при данном значении $Вр$). Для этих условий начальная температура хладоносителя не должна превышать величины.

$$t_{в.н.} = t_p - \frac{1}{B_p} \cdot \frac{C_p}{C_B} \cdot (t_c - t_p).$$

Примечание: Граничные условия, приведенные в табл. I подтверждены опытами на различных спирально-навивных теплообменниках с крупными гофрами и действительны в тех же пределах, что и расчетные уравнения в табл. 2. Максимальное число рядов оребренных труб в испытанных теплообменниках не превышало $Z = 12$.

16. Развернутый вид обобщающего уравнения (3) относительно разности теплосодержаний раскрывает составные части процессов полного теплообмена, происходящего при охлаждении и осушении воздуха в определенном теплообменнике.

$$\Delta J = J_1 - J_2 = \left[(t_c - t_p) + (t_p - t_{в.н.}) R \right] A_2 \cdot C_p \cdot (UJ)^m \cdot \omega^r \cdot \left(\frac{F}{F_{жк}} \right)^k \cdot \left(\frac{\psi_{жк}}{\psi} \right)^p \quad (6)$$

Из уравнения (6) следует, что разность ΔJ охлаждаемого воздуха состоит из двух слагаемых. Первое определяется начальной гигрометрической разностью температур ($t_c - t_p$), а второе - величиной температурного аналога движущей силы влагообмена ($t_p - t_{в.н.}$). Чем меньше значение ($t_c - t_p$), т.е. чем больше относительная влажность воздуха ψ_1 , тем незначительнее доля первого слагаемого в общем теплообмене.

При $(t_c - t_p) = 0$ и $\psi_1 = 100\%$ величина первой составляющей в уравнении равна нулю.

17. Обобщающие уравнения (1) и (3) применимы для расчета процессов охлаждения и осушения воздуха с различными начальными параметрами. В том числе эти уравнения справедливы и для расчета процессов охлаждения насыщенного воздуха при $\psi_1 = 100\%$.

При постоянном произведении критериев M, R величина $\Delta \bar{J}$ не зависит от гигрометрической разности температур ($t_{c_1} - t_p$), т.е.

при $M_1 \cdot R = const$

$$\Delta \bar{J} \neq f(t_{c_1} - t_p)$$

Уравнение для расчета процессов охлаждения и осушения насыщенного воздуха следует из обобщающих зависимостей (I) или (3) как частный случай при $(t_{c_1} - t_p) = 0$.

Для получения конкретной расчетной формулы при $\varphi = 100\%$ в уравнение (6) следует подставить $(t_{c_1} - t_p) = 0$.

Тогда:

$$\Delta J = A_2 G_p (t_p - t_{в.н.}) R (U\gamma)^m \omega^n \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^k \cdot \left(\frac{\rho_{жс}}{\psi}\right)^{-P} \quad (7)$$

Таким же способом могут быть получены и частные расчетные формулы для охлаждения воздуха с различными начальными параметрами при конкретных значениях $(t_c - t_p)$.

18. При расчетах поверхностных воздухоохлаждателей иногда возникает необходимость в определении коэффициента влаговываждения.

Этот коэффициент вычисляется по значениям $\Delta \bar{J}$ и $\Delta \bar{T}_c$, определяемым по формулам (10) и (11) в табл.2 так как

$$\xi_5 = \frac{\Delta \bar{J}}{\Delta \bar{T}_c} \quad (8)$$

Кроме того, коэффициент влаговываждения для спирально-навивных теплообменников определяется (для M_1 от 0 до I) по уравнению.

$$\xi_5 = 0,593 (1 + M_2 R') (U\gamma)^{0,18} \omega^{0,1} \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^{0,18} \left(\frac{\rho_{жс}}{\psi}\right)^{-0,06} \quad (9)$$

где:

$M_2 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_{c_1} - t_{в.н.}}$ - температурный критерий, представляющий отношение температурного аналога движущей силы влагообмена к движущей силе теплообмена;

$R' = R - 1 = \frac{\tau \beta_p}{\alpha} a$ - критерий, учитывающий влияние влагообмена на теплообмен.

Произведение критериев $M_2 R'$ имеет определенный физический смысл и представляет собой отношение движущей силы (разности потенциалов) влагообмена к движущей силе (разности потенциалов)

теплообмена, которые при прочих равных условиях определяют величину и интенсивность процессов охлаждения и осушения воздуха.

19. Обобщающие уравнения (1) и (2), а также расчетные формулы в таблице 2, связывают воедино начальные и конечные параметры воздуха, начальную температуру хладоносителя, скорости движения контактирующих сред, поверхность охлаждения и критерий живых сечений. Этим создаются возможности для решения различных (прямых и обратных) задач при расчетах поверхностных воздухоохладителей.

В частности, решаются задачи по вычислению поверхности охлаждения, расхода и температуры хладоносителя, необходимых для получения требуемых конечных параметров воздуха.

Решаются обратные задачи по определению конечных параметров воздуха после воздухоохладителя при известной поверхности охлаждения, температуре и расходе хладоносителя. Методика и ход решения различных теплотехнических задач иллюстрируются примерами расчетов и приведены в соответствующих таблицах в разделах III и IV.

Ш. Расчет процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных охладителях

20. Расчет процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных спирально-навивных теплообменниках производится по значениям критериев $\Delta \bar{T}$ и $\Delta \bar{T}_C$. Формулы для их определения приведены в таблице 2.

21. По формулам (I0) и (I2) в таблице 2 или по номограммам I и 2 рассчитываются поверхностные воздухоохладители различной производительности по воздуху с различной поверхностью охлаждения и при различных начальных параметрах охлаждаемого воздуха и хладоносителя.

Конструктивные размеры спирально-навивных теплообменников, расчет которых выполняется по формулам в таблице 2, приведены в приложении I.

Характеристика спирально-навивного оребрения стальных труб, из которых состоят воздухоохладители, перечисленные в приложении I, приведена в приложении 2 п. I.

Пределы изменения параметров воздуха и воды, а также гидравлических условий и конструктивных показателей, для которых действительны формулы (I0) и (I2), указаны в таблице 3.

Предпочтительные схемы соединения теплообменников по хладоносителю приведены в приложении 3.

22. Для облегчения теплотехнических расчетов процессов охлаждения и осушения воздуха составлены номограммы I и 2. По ним решаются различные прямые и обратные задачи, встречающиеся при расчетах поверхностных воздухоохладителей.

Номограмма I составлена по формуле (I0) и предназначена для расчета процессов полного теплообмена. Номограмма 2 составлена по формуле (II) и предназначена для расчета процессов явного теплообмена. Для определения критерия R служит диаграмма I.

23. Номограммы I и 2 состоят из двух квадратов А и Б. Каждый квадрат образован тремя шкалами с независимыми переменными.

Таблица 2

Данные для теплотехнического расчета процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных спирально-навивных теплообменниках

Температурная разность $\Delta t_p = t_c - t_p$	Расчетные зависимости для определения величин		Материалы для упрощения расчетов	
	$\Delta \bar{J}$ и J_2	$\Delta \bar{T}_c$ и t_{c2}	номограммы	диаграммы
$0 \leq \Delta t_p \leq 35^\circ\text{C}$	$\Delta \bar{J} = 0,145(1+M,R)(VJ)^{-0,43} \omega^{0,25} \times$ $\times \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^{0,53} \left(\frac{\varphi_{жс}}{\Psi}\right)^{-0,16} C_1 \quad (10)$	$\Delta \bar{T}_c = 0,255(1+M_1)^{0,9} (VJ)^{-0,25} \omega^{0,15} \times$ $\times \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^{0,35} \left(\frac{\varphi_{жс}}{\Psi}\right)^{-0,1} C_2 \quad (11)$	Номограмма 1 составлена по формуле (10) при $C_1 = 1$. Номограмма 2 составлена по формуле (11) при $C_2 = 0,98$	Диаграмма 1 для определения величин критерия R
$0 \leq \Delta t_p \leq 2^\circ\text{C}$	$\Delta \bar{J} = J_1 - J_2 = 0,145 C_p (t_p - t_{в.н}) R \times$ $\times (VJ)^{-0,43} \omega^{0,25} \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^{0,53} \left(\frac{\varphi_{жс}}{\Psi}\right)^{-0,16} C_1 (R)$	Значение t_{c2} определяются по J_2 и $\varphi_2 \approx 100\%$	—	

Таблица 3

Пределы изменения основных величин в формулах (10) ÷ (12), приведенных в табл. 2 для расчета процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных теплообменниках.

Гигиеническая разность температур $(t_c - t_p), ^\circ\text{C}$	Начальная температура хладоносителя $t_{\text{х.н.}} - t_p, ^\circ\text{C}$	Температура точки росы воздуха $t_p, ^\circ\text{C}$	Произведенные критерии M, R	Критерий M_1	Поправочные коэффициенты	
					C_1	C_2
$0 \div 35^\circ\text{C}$	$0 \div 25^\circ\text{C}$	$4 \div 27^\circ\text{C}$	$M, R \geq 0,6$	$0,25 \leq M_1 \leq 1,2$ [для формулы (11)]	$0,98 \div 0,96$	$0,99 \div 0,97$

Продолжение табл. 3.

Весовая скорость воздуха $V_{\text{ж}}, \text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек.}$		Скорость хладоносителя $\omega, \text{м}/\text{сек}$		Относительный расход хладоносителя B_p		Значение критерия живого сечения $\frac{F_{\text{ж}}}{\psi}$		Критерий глубины $\frac{F}{F_{\text{ж}}}$
допустимая	предпочтительная	допустимая	предпочтительная	допустимый	предпочтительный	допустимое	предпочтительное	
$4 \div 10$	$5 \div 8$	$0,25 \div 1,2$	$0,45 \div 0,8$	$0,45 \div 2,1$	$0,6 \div 1,3$	$20 \div 600$	$40 \div 150$	$140 \div 600$

Номограмма 1 составлена с прямой связью шкал $\frac{F}{\tau_{жс}}$ и $\frac{F}{\tau_{жс}}$ в квадрате Б, и шкалы $\Delta \bar{J}$ со шкалой $M_1 \cdot R$ в квадрате А. Номограмма 2 составлена с прямой связью шкал $\frac{F}{\tau_{жс}}$ и $\frac{F}{\tau_{жс}}$ в квадрате Б, и шкалы $\Delta \bar{T}_C$ со шкалой M_I в квадрате А.

Произвольное соединение различных шкал не допускается.

Ключ решения прямых и обратных теплотехнических задач приведен на номограммах.

24. При расчетах по формулам (10) и (11) в таблице 2 или по номограммам 1 и 2 величины подставляемых независимых переменных не должны превышать значений, приведенных в таблице 3.

25. Расчет процессов охлаждения и осушения воздуха следует проводить при начальной температуре хладоносителя, меньшей точки росы обрабатываемого воздуха t_p .

При этом значение критерия M_I должно быть, как правило, больше $M_I > 0,25$.

Существенное значение для проведения процессов осушения воздуха имеет величина относительного расхода хладоносителя $B_p = \frac{W}{G}$.

Необходимо учитывать, что несмотря на обеспечение условия $t_{в.н.} < t_p$, а также на допускаемую иногда большую скорость хладоносителя в трубах ($w > 1$ м/сек при малом ψ , неправильный выбор величины B_p /если, например, B_p приблизительно равен теоретическому значению относительного расхода, т.е. $B_p \approx B_T = \frac{G_p}{M_1 G_B}$ /приведет к тому, что вместо осушения воздуха в теплообменнике будет происходить сухое охлаждение, см. таблицу 1 и пример 5.

26. Для охлаждения и осушения воздуха при $t_{в.н.} < t_p$ и $M_1 > 0,25$ необходимо, чтобы $B_p \approx (1,4 \div 6) B_T$, см. п.3 табл. 1. При этом чем больше критерий M_I , тем повышающий коэффициент у B_T должен быть меньше.

Конкретные значения B_p должны находиться в пределах таблицы 3.

Для значений $M_I \geq 1,2$ расчет рекомендуется проводить только по номограмме 1 или по формуле (10). Конечную

температуру воздуха t_{c_2} при этом следует находить при $\varphi_2 = 94 - 98\%$. Применение рекомендацией п.26 показано в приводимых ниже примерах расчета.

27. Большие значения V_p равноценны большим расходам хладоносителя и приводят к уменьшению поверхности охлаждения F и уменьшению подогрева хладоносителя, что при разветвленных сетях вызывает увеличение диаметров разводящих трубопроводов.

Уменьшение значений V_p целесообразно при ограниченном расходе хладоносителя, при артезианском водоснабжении и при достаточно разветвленной сети трубопроводов.

Если для данной температуры хладоносителя условия $V_p > V_T$ выдержать не удастся (например, при строго определенном расходе холодной воды W), то для проведения осушения воздуха необходимо понизить начальную температуру хладоносителя $t_{в.н.}$

28. Начальная температура хладоносителя $t_{в.н.} < t_p$, при решении прямых задач (см.таблицу I), должна выбираться также ниже и точки росы воздуха конечного состояния, которое требуется получить после воздухоохладителя.

Конечная температура хладоносителя $t_{в.к.}$ при общем противоточно-перекрестном движении теплообменивающихся сред, в зависимости от величины V_p , начальных параметров воздуха и воды и поверхности охлаждения, может быть ниже, равна или выше конечной температуры воздуха t_{c_2} после воздухоохладителя.

При этом следует учитывать, что подогрев воды в воздухоохладителях является переменным и может составлять от $I + 2^{\circ}\text{C}$ до $IO + I2^{\circ}\text{C}$.

При больших V_p подогрев воды невелик. При малых V_p $\Delta V_p < I/$ и глубоких теплообменниках $Z = IO + I2$ рядом оребренных труб по ходу воздуха / подогрев воды может составлять $IO - I2^{\circ}\text{C}$, см. пример 2.

29. Изображение процесса охлаждения и осушения воздуха на $J-d$ диаграмме прямой, соединяющей точки начального и конечного состояния воздуха весьма условно. В действительности процесс осушения воздуха изображается кривой линией, вначале близкой к $d = const$.

В этой связи процесс на $J-d$ диаграмме может быть ориентирован на самые различные температуры, отсчитываемые на кривой $\varphi = 100\%$.

30. Для поверхностных теплообменников, выпускавшихся Дomoдeдовским заводом "Кондиционер", где было осуществлено перекрестно-противоточное движение теплообменивающихся сред значение поправочных коэффициентов C_1 и C_2 следует принимать равными единице ($C_1 = 1$ и $C_2 = 1$, см. табл. 3).

Для поверхностных теплообменников Харьковского завода "Кондиционер", см. приложение I, в которых осуществляется перекрестное движение воздуха и хладоносителя, значение C_1 и C_2 принимаются по таблице 3 ($C_1 \approx 0,97$, $C_2 \approx 0,98$).

31. Особенности решения прямых задач, цель которых состоит в обеспечении заданных конечных параметров воздуха

$J_2 (\Delta \bar{J})$ и $t_{c_2} (\Delta \bar{t}_c)$, заключается в том, что требуемые конечные параметры, согласно расчетным уравнениям (10-12) в табл. 2, могут быть получены при различных значениях шести независимых переменных, которые входят в эти уравнения.

Например, одинаковые J_2 и t_{c_2} могут быть получены за счет увеличения поверхности охлаждения F , повышения $t_{в.н.}$ и уменьшения расхода хладоносителя или, наоборот, за счет увеличения скорости ω , увеличения V_p , при сокращении F и при сохранении постоянной температуры хладоносителя $t_{в.н.}$

Поэтому при решении прямых задач некоторыми независимыми переменными вначале следует задаваться. Целесообразно задаваться величинами $t_{в.н.}$ и V_p с учетом рекомендаций п.п. 25, 26, 27 и 28.

Выбор оптимальных условий может быть сделан на основе техно-экономических сопоставлений различных вариантов.

Для облегчения расчетов и уменьшения числа рассчитываемых вариантов в таблице 3 приводятся предпочтительные значения независимых переменных.

32. При решении прямых задач следует ориентироваться на величину поверхности охлаждения F , вычисляемую по формуле /I/ или номограмме I, с целью обеспечения требуемого J_2

В некоторых случаях может оказаться, что при всех прочих равных условиях, полученное значение F не совпадает с величиной F , вычисленной по формуле /II/ или номограмме 2 для обеспечения требуемого t_{c_2}

Это несоответствие может иногда получаться из-за того, что конечные параметры воздуха после охладителя назначаются при проектировании только исходя из требований обеспечения необходимых параметров воздуха в обслуживаемых помещениях, т.е. без должного учета сложных совместно-протекающих процессов тепло-влажностного обмена в поверхностных воздухоохладителях.

В случае указанного несоответствия поверхностей охлаждения рекомендуется:

а/ с помощью номограммы 2 или формулы /II/ решить обратную задачу и найти новую величину $\Delta \bar{T}_c$, используя для этой цели значение поверхности охлаждения F , найденное для обеспечения J_2

По новому значению $\Delta \bar{T}_c$ определить действительную температуру воздуха после охлаждения t_{c_2} и скорректировать данные задания;

б/ в случае несоответствия поверхностей охлаждения более чем на 8-10% или в случае необходимости точного обеспечения заданных температур и теплосодержания воздуха после воздухоохладителя следует принять новое значение начальной температуры воды $t_{в.н}$ и новое B_p и расчет повторить.

33. Целью решения обратных теплотехнических задач состоит в определении конечных параметров воздуха J_2 и t_{c_2} после теплообменников, для которых известны поверхность охлаждения F , а также величины B_p ; W и $t_{в.н}$.

34. Схему соединения теплообменников по хладонотеплоносителю, а также величины ψ и $\frac{t_{ж}}{\psi}$ следует рассматривать как

неизвестные независимые переменные, которые при принятой поверхности охлаждения F могут быть различными и определяются при конструировании воздухоохлаждательных установок. Это положение является общим при решении прямых и обратных тепло-технических задач, см. таблицы 5 и 6.

Целесообразно, чтобы значения критерия живых сечений $\frac{F_{\text{жв}}}{V}$ а также скорости хладоносителя ω в трубках находились в пределах значений, приведенных в таблице 3.

Однако при определенной V скорость ω следует выбирать так, чтобы живое сечение всей установки для прохода хладоносителя Ψ , было кратным живому сечению Ψ' одного теплообменника /элемента/, из которых собирается воздухоохладитель, т.е. отношение $\frac{\Psi}{\Psi'}$, должно быть равно целому числу n параллельно соединенных теплообменников/.

Предпочтительные схемы соединения теплообменников по хладоносителю приведены в приложении 3.

35. По формулам в таблице 2 или по номограммам I и 2 могут быть рассчитаны процессы охлаждения и осушения воздуха и в теплообменниках, имеющих другие абсолютные геометрические размеры спирально-навивных оребренных труб, см. например, п. 2 и п. 3 в приложении 2. При этом у новых теплообменников должно быть выдержано отношение $\frac{h}{d_m} \approx 0,46 \div 0,5$, сохранен шаг навивки $\tau = 3 \div 4$ мм при толщине ребра 0,3-0,4 мм.

В случае расчета по формулам в таблице 2 теплообменников с шахматным расположением оребренных трубок рекомендуется коэффициент в формулах /I, II и I2/ умножить на I,05 - I,07.

36. Аэродинамическое сопротивление проходу воздуха спирально-навивных теплообменников с коридорным расположением оребренных трубок, имеющих крупные гофры, см. приложение I и приложение 2 п. I, определяется по формулам, приведенным в таблице 4 в зависимости от интенсивности влаговываждения.

Наличие выпавшего конденсата /при $M_v > 0,75$ / увеличивает аэродинамическое сопротивление проходу воздуха при $V_f = 6-8$ кг/м² сек в сравнении с сухим охлаждением приблизительно в I,35-I,45 раза.

Таблица 4

Расчетные формулы для определения сопротивления прохождению воздуха
(ΔH в мм вод. ст.) спирально-навивных теплообменников с крупными гофрами

Число рядов труб по ходу воздуха Z	Охлаждение воздуха без орошения поверхности				Охлаждение воздуха при орошении поверхности
	процессы без благовыпадения (сухое охлаждение)	Процессы с благовыпадением			
		низкая интенсивность $0,1 \leq M_1 \leq 0,3$	средняя интенсивность $0,3 \leq M_1 \leq 0,75$	высокая интенсивность $0,75 \leq M_1 \leq 7$	
4	$\Delta H = 0,347(VJ)^{1,87}$	$\Delta H = 0,68(VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 1,26 M_1^{0,26} (VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 1,08(VJ)^{1,5}$	
8	$\Delta H = 0,7(VJ)^{1,87}$	$\Delta H = 1,5(VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 2,2 M_1^{0,33} (VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 2,0(VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 5,6(VJ)^{1,2}$
12	$\Delta H = 1,04(VJ)^{1,87}$	$\Delta H = 2,25(VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 2,9 M_1^{0,21} (VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 2,8(VJ)^{1,5}$	$\Delta H = 6,5(VJ)^{1,25}$
Обобщающая формула	$\Delta H = 0,0866 Z (VJ)^{1,87}$			$\Delta H = 0,323 Z^{0,87} (VJ)^{1,5}$	

37. Сопротивление проходу воздуха спирально-навивных теплообменников с мелкими гофрами или с непрерывными накатными гладкими ребрами /приложение 2 п.п. 2 и 3/ на режимах с интенсивным влаговыпадением / $M_1 > 0,75$ / вычисляется вначале по формуле /18/, см. п.50 настоящих рекомендаций.

Затем полученное значение ΔH /при $V_f = 6-9 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}$, умножается на повышающий коэффициент 1,65-1,75.

Аэродинамическое сопротивление спирально-навивных калориферов КФСО и КФБО на режимах с интенсивным влаговыпадением определяется по паспортным данным с введением коэффициента $K = 1,15 + 1,2 \text{ т.е.} :$

для калориферов КФСО $\Delta H = 0,335 / V_f /^{2,01} \times K \text{ мм.вод.ст /15/}$
для калориферов КФБО $\Delta H = 0,431 / V_f /^{1,94} \times K \text{ мм.вод.ст /16/}$

38. По уравнениям /10/ и /11/ в таблице 2 могут быть рассчитаны также процессы охлаждения и осушения воздуха слабыми рассолами при $t_{\text{в.н}} > / -3 / + / -4 / ^\circ \text{C}$. При этом, как показал опыт эксплуатации теплообменников с крупными гофрами, приложение 2 п.1, оттаивание инея происходит в течение 15-20 минут при отключении рассола и при пропуске через охладитель теплого рециркуляционного воздуха из помещения. x/

39. Предложения по конструктивному оформлению воздухоохладителей из типовых секций подогрева и калориферов КФСО и КФБО используемых для осушения воздуха приведены в разделе VI. Предпочтительные схемы обвязки воздухоохладителей по хладоносителю приведены в приложении 3.

40. Последовательность выполнения прямых и обратных теплотехнических задач при расчете процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях иллюстрируется в примерах 1, 2, 3 и 4.

x/ С целью уменьшения коррозии теплообменников, работающих на рассоле /например, на 30% растворе хлористого кальция/ целесообразно добавлять в него нитрит натрия или карбид кальция до получения $\text{РН} = 7 + 8$.

Таблица 5.

Методика расчета процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях при решении прямых задач

Виды тепло-технических задач	Заданные величины	Искомые величины	Ход расчета
1	2	3	
Прямые задачи	$t_{c1}; J_p; t_p;$ $t_{c2}; J_2;$ $t_{в.н.}; G;$ $(t_{в.н.} < t_p)$	$F; W;$ $\psi; t_{в.к.}$	<p>1. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$. 2. Вычисляется $B_T = \frac{C_p}{M_1 C_B}$.</p> <p>3. Выбираются по табл. 3 конкретные значения B_p и ω, из условия $B_p > B_T$ по п. 2б.</p> <p>4. Выбирается тип воздухоохладителя ($F_3; f'_{ж}; \psi'; \rho$ и $f_{ж} = \rho f'_{ж}$)</p> <p>5. Вычисляются $V \psi = \frac{G}{f_{ж} \cdot 3600}$.</p> <p>6. Определяются $\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{0,24(t_{c1} - t_p)}$ и $\Delta \bar{t}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p}$; вводятся поправки C_1 и C_2 (см. табл. 3) и вычисляются $\Delta \bar{J}_p = \frac{\Delta \bar{J}}{C_1}$ и $\Delta \bar{t}_{cp} = \frac{\Delta \bar{t}_c}{C_2}$.</p> <p>7. Вычисляется $(t_p - t_{в.н.})$ и по диаграмме 1 находится критерий R.</p> <p>8. Вычисляется M, R. 9. Вычисляется $W = B_p G$.</p> <p>10. Определяется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки.</p> <p>11. Вычисляется $\left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)$ для всей установки.</p> <p style="text-align: right;">См. продолжение.</p>

1	2	3	4
			<p>12. По номограмме 1 при известных $\Delta T_p, M, R, (V_f), \omega$ и $\left(\frac{F_{жс}}{\psi}\right)$ определяется $\frac{F}{F_{жс}}$.</p> <p>13. Находится $F = \left(\frac{F}{F_{жс}}\right) \cdot F_{жс}$.</p> <p>14. Определяется общее количество теплообменников в воздухо-охладителе $n = \frac{F}{F_0}$.</p> <p>15. Определяется число теплообменников n (или их групп) параллельно соединенных по хладоносителю $n = \frac{F}{F_1}$. Число n должно быть целым. При дробном n значение ω, принятое по табл. 3, следует изменить.</p> <p>16. Определяется число теплообменников $K = \frac{M}{n}$ (или $K_1 = \frac{M_1}{n_1}$) последовательно соединенных в одной группе.</p> <p>17. Вычисляется $t_{в.к.} = t_{в.л.} + \frac{T_2 - T_1}{n}$.</p> <p>18. При известных M, V_f и Z, по R табл. 4 вычисляется ΔH.</p> <p>19. По номограмме 2 при известных $\Delta T_{ср}, M, V_f, \omega$ и $\left(\frac{F_{жс}}{\psi}\right)$ определяется $\frac{F}{F_{жс}}$.</p> <p>20. Находится $F = \left(\frac{F}{F_{жс}}\right) F_{жс}$ и сравнивается с величиной F, полученной в п. 13.</p> <p>21. Допускается расхождение величин F на $5 \pm 7\%$. В противном случае по номограмме 2 при известных $\left(\frac{F_{жс}}{\psi}\right)$: $\left(\frac{F}{F_{жс}}$ по п. 12), ω, V_f и M, определяется новое значение $\Delta T_{ср}$ и корректируется заданная величина $t_{с_2} = t_{с_1} - \Delta T_{ср} (t_{с_1} - t_p)$, см. п. 32.</p>

Таблица 6

Методика расчета процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях при решении обратных задач

Виды теплотехнических задач	Заданные величины	Искомые величины	Ход расчета
1	2	3	4
Обратные задачи	$t_{c1}; J_1;$ $t_p; t_{в.н.};$ $G; W;$ $F; f_{ж};$ $F_3; f_{ж};$ $\psi'; m;$ $(t_p < t_{в.н.})$	$J_2; t_{c2};$ $t_{в.н.};$ $\psi; \omega.$	<p>1. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$. 2. Вычисляется $B_T = \frac{C_p}{M_1 C_b}$.</p> <p>3. Вычисляется $B_p = \frac{W}{G}$ и проверяется условие $B_p > B_T$. Величина B_p должна находиться в пределах величин, указанных в табл. 3, см. п. 26. 4. Вычисляется $(\frac{F}{f_{ж}})$ при $F = F_3 \cdot m$.</p> <p>5. Вычисляется $\eta_f = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}}$.</p> <p>6. Выбирается ω по предпочтительным значениям в табл. 3.</p> <p>7. Вычисляется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки.</p> <p>8. Вычисляется $\frac{f_{ж}}{\psi}$.</p> <p>9. Вычисляется число теплообменников (или их групп) $n = \frac{\psi}{\psi_T}$, параллельно соединенных по хладоносителю. Число n должно быть целым. При дробном n значение ω, принятое по табл. 3, следует изменить.</p> <p>10. Вычисляется $(t_p - t_{в.н.})$ и по диаграмме 1 находится критерий R.</p> <p>11. Вычисляется M, R.</p>

см. продолжение

Продолжение табл. 6.

1	2	3	4
— " —	— " —	— " —	<p>12. По номограмме 1 при известных $\left(\frac{F}{F_{\text{ном}}}\right)$, $\left(\frac{f_{\text{жк}}}{\psi}\right)$, ω, $\nu\gamma$ и M, R определяется $\Delta\bar{J}_p$.</p> <p>13. Вводится поправка C_1 (табл.3) и определяется $\Delta\bar{J} = \Delta\bar{J}_p \cdot C_1$.</p> <p>14. Вычисляется $\bar{J}_2 = \bar{J}_1 - C_p (t_{c_1} - t_p) \Delta\bar{J}$.</p> <p>15. По номограмме 2 при известных $\left(\frac{F}{F_{\text{ном}}}\right)$, $\left(\frac{f_{\text{жк}}}{\psi}\right)$, ω, $\nu\gamma$ и M_1 определяется $\Delta\bar{T}_{cp}$.</p> <p>16. Вводится поправка C_2 (табл.3) и определяется $\Delta\bar{T}_c = \Delta\bar{T}_{cp} C_2$.</p> <p>17. Вычисляется $t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta\bar{T}_c (t_{c_1} - t_p)$.</p> <p>18. Определяется $t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{J_1 - J_2}{B_p}$.</p> <p>19. По табл.4 при известных M_1, $(\nu\gamma)$ и Z вычисляется ΔH мм. вод. ст.</p>

Методика расчетов прямых задач приведена в таблице 5, а методика расчетов обратных задач - в таблице № 6.

Расчет типовых секций орошаемых воздухоохладителей центральных кондиционеров / с числом рядов по ходу воздуха большим семи/ в случае необходимости следует производить по формулам /10/-/12/ в таблице 2 или номограммами 1 и 2.

Аэродинамическое сопротивление определяется по соответствующим формулам в таблице № 4.

IV. Расчет процессов сухого охлаждения воздуха

41. Расчет процессов сухого охлаждения воздуха /без изменения влагосодержания $d_1 = d_2 = const$ / в поверхностных спирально-навивных теплообменниках производится по значениям критерия $\Delta \bar{T}_c$ или по значениям величины охлаждения воздуха $\Delta t_c = t_{c1} - t_{c2}$

Формулы для определения величин $\Delta \bar{T}_c$ и Δt_c приведены в таблице 7.

42. Для наиболее распространенного при проектировании диапазона изменения гигрометрической разности температур воздуха / $t_c - t_p$ / от 10 до 30° формула /13/ и размерная формула /14/ с точностью $\pm 6\%$ дают одинаковые результаты.

В этой связи номограмма 3 для облегчения теплотехнических расчетов составлена по более простой размерной формуле /14/.

43. По формулам /13/ и /14/ в таблице 7 или номограмме 3 рассчитываются поверхностные воздухоохладители с различной производительностью по воздуху, различной поверхностью охлаждения и при различных начальных параметрах воздуха и воды.

Конструктивные размеры различных спирально-навивных теплообменников, расчет которых выполняется по формулам в таблице 7, приводятся в приложении I.

Характеристика спирально-навивного оребрения труб, из которых состоит воздухоохладители, перечисленные в приложении I, приведена в приложении 2 п. I. Пределы изменения параметров воздуха и воды, а также гидродинамических условий и конструктивных показателей, для которых действительны формулы в таблице 7 - указаны в таблице 8.

Таблица 7

Данные для теплотехнического расчета сухого охлаждения воздуха (без влаговыпадения $d_1 = d_2 = \text{const}$) в поверхностных спирально-навивных теплообменниках

Температурная разность температур	Расчетные зависимости для определения величин $\Delta \bar{t}_c$ и t_{c2}	Материалы для упрощения расчетов
$2 \leq \Delta t_p \leq 40^\circ\text{C}$	$\Delta \bar{t}_c = 0,195(1 + M_1)^{0,9} (V\gamma)^{-0,25} \omega^{0,1} \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_{жс}}{\Psi}\right)^{-0,1} C_2$ (13)	
$2 \leq \Delta t_p \leq 40^\circ\text{C}$	$\Delta t_c = t_{c1} - t_{c2} = 0,26 (t_c - t_{в.н.})^{0,9} (V\gamma)^{-0,25} \omega^{0,1} \left(\frac{F}{F_{жс}}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_{жс}}{\Psi}\right)^{-0,1} C_2$ (14)	Номограмма 3, составленная по формуле (14) при $C_2 = 1$.

Таблица 8.

Пределы изменения основных величин в формулах (13) и (14) приведенных в табл.7 для расчета процессов сухого охлаждения воздуха в поверхностных теплообменниках

Гигрометрическая разность температур, $(t_c - t_p)$ °C	Начальная температура хладонотителя, $t_{в.н}$ °C	Температура точки росы воздуха, t_p °C	Разность температур $(t_c - t_{в.н})$ °C	Критерий M_1	Поправочный коэффициент C_2
5 ÷ 40	0 ÷ 25	4 ÷ 27	5 ÷ 40	при $t_{в.н} \geq t_p$ $M_1 \geq 0$ при $t_{в.н} < t_p$ см. п. 44	0,99 ÷ 0,97

Продолжение табл. 8

Весовая скорость воздуха V_f , кг/м ² сек.		Скорость хладонотителя, ω м/сек.		Относительный расход хладонотителя B_p			Значение критерия эквивалентного сечения $\frac{F_{ж}}{\psi}$		Критерий глубины $\frac{F}{F_{ж}}$
допустимая	Предпочтительная	допустимая	Предпочтительная	при $t_{в.н} \geq t_p$		при $t_{в.н} < t_p$	допустимое	Предпочтительное	
				допустимый	Предпочтительный				допустимый
4 ÷ 10	5 ÷ 8	0,25 ÷ 1,2	0,45 ÷ 1,2	0,45 ÷ 2,1	0,6 ÷ 1,3	0,45 ÷ 1,3	20 ÷ 600	40 — 150	40 ÷ 600

Предпочтительные схемы соединения теплообменников По хладоносителю приведены в приложении 3.

44. Для расчета процессов сухого охлаждения воздуха в поверхностных воздухоохладителях (см.таблицу I), характерны два случая:

- расчет при начальной температуре хладоносителя
меньшей точки росы обрабатываемого воздуха / $t_{в.н.} < t_p$ /
- расчет при начальной температуре хладоносителя
равной или большей точки росы воздуха / $t_{в.н.} \geq t_p$ /

В первом случае необходимо, чтобы относительный расход хладоносителя B_p был равен или был меньше его теоретического значения, т.е.

$$B_p \leq B_T \left(\text{где } B_T = \frac{C_p}{M_i C_w} \right) \quad , \text{ см.таблицу I.}$$

При этом конкретные значения B_p должны находиться в пределах значений, приведенных в таблице 8 X).

При $t_{в.н.} < t_p$ возможно осуществление глубокого охлаждения воздуха до температур, близких к точке росы воздуха (табл. I).

Во втором случае, при $t_{в.н.} \geq t_p$ сухое охлаждение воздуха будет осуществляться всегда, при различных соотношениях между расходами хладоносителя ($W \neq 0$) и охлаждаемого воздуха ($G \neq 0$), т.е. при различных B_p .

Во втором случае также необходимо, чтобы значения B_p находились в пределах значений, приведенных в табл. 8.

45. Для облегчения теплотехнических расчетов по формуле (I4) составлена номограмма 3, с помощью которой решаются различные прямые и обратные задачи, встречающиеся при расчетах поверхностных воздухоохладителей.

Номограмма 3 состоит из двух квадратов А и Б, каждый из которых образован тремя шкалами с независимыми переменными.

В квадрате А прямой связью связаны шкалы Δt_c и $(t_c - t_{в.н.})$, в квадрате Б - шкалы $\left(\frac{F_{жк}}{F}\right)$ и $\left(\frac{F}{F_{жк}}\right)$.

Произвольное соединение различных шкал не допускается. Ключ решения прямых и обратных теплотехнических задач указан стрелками на номограмме.

х) Сухое охлаждение воздуха, когда $t_{в.н.} < t_p$, происходит, как правило, при значениях критерия $M_i < 0,25$. Однако при соблюдении условия $B_p \leq B_T$ сухое охлаждение возможно и при больших значениях M_i , см. пример 5.

46. При расчетах по формулам (I3) и (I4) в таблице 7 или по номограмме 3 величины подставляемых независимых переменных не должны превышать значений, приведенных в таблице 8.

Рекомендации, изложенные в п.п.27,28,3I и 34, по выбору конкретных значений относительного расхода хладоносителя V_r , величины подогрева холодной воды в поверхностных теплообменниках, и по выбору условий, обеспечивающих в конце охлаждения одинаковые параметры воздуха относятся и к расчету процессов сухого охлаждения воздуха.

47. По формулам в таблице 7 или по номограмме 3 могут быть рассчитаны процессы сухого охлаждения воздуха и в теплообменниках, имеющих другие абсолютные геометрические размеры спирально-навивных оребренных труб (см.приложение 2 п.3). При этом у новых теплообменников должно быть выдержано отношение $\frac{h}{d_n} = 0,46-0,5$ и сохранен шаг навивки $\tau = 3+4$ мм при толщине ребра $0,3-0,4$ мм.

В случае расчета по формулам в таблице 7 теплообменников с шахматным расположением оребренных трубок рекомендуется коэффициенты в формулах (I3) и (I4) умножить на $1,05 + 1,08$.

48. Результаты обработки опытов, проведенных доктором технических наук А.А. Гоголиным и кандидатами технических наук А.А.Рыжквичем и В.Е.Мининым с шести и восьмирядными пластинчатыми теплообменниками, показали хорошую сходимость с расчетными формулами, приводимыми в таблице 7.

В этой связи, впредь до проведения широких исследований пластинчатых теплообменников с различными конструктивными характеристиками и на различных режимах работы, рекомендуется пластинчатые калориферы типа КФС и КФБ (и их модификации), которые серийно выпускаются промышленностью, применять для сухого охлаждения воздуха и рассчитывать по формулам в таблице 7 или по номограмме 3. Конструктивные характеристики указанных калориферов приведены в альбоме оборудования "Калориферы и агрегаты" Сантехпроект М.1968 г., а также в приложении I.

Расчет пластинчатых калориферов для сухого охлаждения воздуха показан в примере 7.

49. Аэродинамические сопротивления спирально-навивных теплообменников с коридорным расположением оребренных труб, имеющих крупные гофры /приложение I и приложение 2 п. I/ при сухом охлаждении воздуха определяются по соответствующей формуле в таблице 4.

$$\Delta H = 0,0866 Z (V_r)^{1,87} \text{ мм. вод. ст. } /17/$$

где Z - число рядов труб по ходу воздуха

50. Аэродинамическое сопротивление теплообменников с коридорным расположением труб, имеющих спирально-навивное оребрение с мелкими гофраами, или теплообменников с коридорным расположением труб, имеющих накатные гладкие ребра, приложение 2 п.п. 2 и 3, при сухом охлаждении воздуха определяется по формуле:

$$\Delta H = 0,042 Z (V_r)^{1,72} \text{ мм. вод. ст. } /18/$$

где Z - число рядов труб по ходу воздуха.

51. Аэродинамические сопротивления спирально-навивных калориферов КФС0 и КФБ0 при сухом охлаждении воздуха определяется по паспортным данным или формулам /15/ и /16/ при K=1.

Аэродинамическое сопротивление пластинчатых калориферов КФС и КФБ и их модификаций при сухом охлаждении воздуха определяется по паспортным данным, приведенным в альбоме оборудования, "Калориферы и агрегаты". Сантехпроект, Москва, 1968 г.:

для калориферов КФС	$\Delta H = 0,122 (V_r)^{1,76}$	мм. вод. ст. /19/
для калориферов КФБ	$\Delta H = 0,175 (V_r)^{1,72}$	мм. вод. ст. /20/

52. Последовательность выполнения прямых и обратных теплотехнических задач при расчетах процессов сухого охлаждения воздуха в поверхностных воздухоохладителях иллюстрируется в примерах 5, 6 и 7. Методика расчета прямых задач приведена в таблице 9, а методика расчета обратных задач - в таблице 10.

формулы, приведенные в таблице 7 для расчета процессов

Таблица 9.

Методика расчета процессов сушко охлаждения воздуха в поверхностных воздухоохладителях при решении прямых задач

Виды теплотехнических задач	Заданные величины	Искомые величины	Ход решения
1	2	3	4
Прямые задачи	$t_{c1}; t_{cp};$ $t_{в.н.}; t_{с2};$ G	$F; W;$ $\psi; t_{в.к.}$	<p><u>I. При $t_{в.н.} \geq t_{cp}$.</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Выбирается тип воздухоохладителя ($F_3; f_{жс}; \psi'; p$ и $f_{жс} = p \cdot f'_{жс}$) 2. Вычисляется $V\psi = \frac{G}{3600 \cdot f_{жс}}$. 3. Вычисляется величина $\Delta t_c = t_{c1} - t_{c2}$ и значение $\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_c}{C_2}$. ($C_2$ принимается по табл. 8) 4. Вычисляется $(t_{c1} - t_{в.н.})$. 5. Выбираются значения B_p и ω по табл. 8. 6. Вычисляется $W = B_p \cdot G$. 7. Определяется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки. 8. Вычисляется $\frac{f_{жс}}{\psi}$ для всей установки. 9. По номограмме 3 при известных $\Delta t_{ср}; (t_{c1} - t_{в.н.}); (V\psi); \omega$ и $(\frac{f_{жс}}{\psi})$ определяется $(\frac{F}{f_{жс}})$. 10. Находится $F = (\frac{F}{f_{жс}}) \cdot f_{жс}$. 11. Определяется общее количество теплообменников в воздухоохладителе $n = \frac{F}{F_3}$.
			См. продолжение.

Продолжение табл. 9.

1	2	3	4
—	—	—	<p>12. Определяется число теплообменников n (или их групп) параллельно соединенных по хладоносителю $n = \frac{Q}{\omega t}$. Число n должно быть целым. При дробном n значение ω, принятое по табл. 8, следует изменить.</p> <p>13. Определяется число теплообменников $K = \frac{m}{n}$ последовательно соединенных в одной группе.</p> <p>14. Вычисляется $t_{в.к} = t_{в.н} + \frac{(t_c - t_{c_2}) C_p}{B_p}$.</p> <p>15. По табл. 4 при известных $(\nu \chi)$ и Z определяется ΔH.</p>
—	—	—	<p>II При $t_{в.н} < t_p$.</p> <p>1. Расчет аналогичен предыдущему до п. 4. включительно.</p> <p>2. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$;</p> <p>3. Вычисляется $B_T = \frac{C_p}{M_1 C_b}$.</p> <p>4. Выбираются конкретные значения ω и B_p по табл. 8 из условия $B_p \leq B_T$, см. п. 44.</p> <p>5. Далее расчет аналогичен предыдущему при $t_{в.н.} \geq t_p$, начиная с п. 6.</p>

Табл. 10.

Методика расчета процессов сухого охлаждения воздуха в поверхностных воздухоохладителях при решении обратных задач

Виды теплотехнических задач	Заданные величины	Искомые величины	Ход расчета
1	2	3	4
Обратные задачи	$t_{c1}; t_p$ $t_{в.к.}; F;$ $f_{ж}; F_3;$ $f_{ж}'; \psi'$ $G; W; m.$	$t_{c2}; t_{в.к.};$ $\psi; \omega.$	<p><u>I При $t_{в.к.} \geq t_p$</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Вычисляется $V_p = \frac{W}{G}$. Величина V_p должна находиться в пределах табл. 8 2. Вычисляется $\left(\frac{f_{ж}}{f_{ж}'}\right)$. 3. Вычисляется $(\sqrt{f}) = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}}$. 4. Выбирается ω по предпочтительным значениям в табл. 8. 5. Вычисляется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки. 6. Вычисляется $\left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)$. 7. Вычисляется число теплообменников (или их групп) $n = \frac{\psi}{\psi'}$ параллельно соединенных по хладоносителю. Число n должно быть целым. 8. Вычисляется разность $(t_{c1} - t_{в.к.})$ <p style="text-align: right;">См. продолжение</p>

Продолжение табл. 10.

1	2	3	4
			<p>9. По номограмме 3 при известных $(\frac{F}{I_{жк}})$, $(\frac{I_{жк}}{\psi})$, ω, $(V\chi)$ и $(t_{с1} - t_{в.н.})$ определяется Δt_c</p> <p>10. Вычисляется $t_{с2} = t_{с1} - \Delta t_c \cdot C_2$; ($C_2$ принимается по табл. 8)</p> <p>11. Определяется $t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{(t_{с1} - t_{с2}) \cdot C_p}{B_p}$.</p> <p>12. По табл. 4 при известных $(V\chi)$ и Z вычисляется Δn.</p>
---	---	---	<p><u>II При $t_{в.н.} < t_p$.</u></p> <p>1. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$.</p> <p>2. Вычисляется $B_T = \frac{C_p}{M_1 \cdot C_8}$.</p> <p>3. Вычисляется $B_p = \frac{W}{G}$ и проверяется условие $B_p \leq B_T$. Величина B_p должна находиться в пределах табл. 8.</p> <p>4. Далее расчет аналогичен предыдущему, начиная с п. 2.</p>

сухого охлаждения воздуха, отличаются от формулы /II/ в таблице 2 для расчета явного теплообмена, протекающего одновременно с влагообменом. По формуле /II/ или номограмме 2 рассчитывать процессы сухого охлаждения не рекомендуется.

Предпочтительные схемы соединения теплообменников по хладоносителю приведены в приложении 3.

У. Расчет совместной работы поверхностных теплообменников и водоохлаждающих оросительных камер (градирн)

53. В системах испарительного или сухого охлаждения воздуха в качестве источника получения охлажденной воды целесообразно использовать оросительные камеры центральных кондиционеров, оснащенные форсунками с диаметрами выходных отверстий $d_0 = 3,0 \pm 5,0$ мм.

54. Специфика расчета совместной работы поверхностного теплообменника на режиме сухого охлаждения воздуха и оросительной камеры (градирни, см.рис.13) заключается в том, чтобы, подобрав теплообменник, охлаждающий приточный воздух до требуемой температуры t_{c2} , градирня могла обеспечить охлаждение воды, циркулирующей в теплообменнике от конечной температуры отепленной воды до той температуры, с которой вода должна входить в теплообменник.

55. Расчет поверхностных воздухоохлаждателей, работающих на режимах сухого охлаждения воздуха при $t_{в.н.} > t_p$, изложен в разделе IV настоящих рекомендаций.

56. Расчет процессов охлаждения циркуляционной воды в оросительных камерах ^{х)} различных поперечных сечений производится по значениям критерия относительного изменения температур воды $\Delta \bar{T}_B$, определяемого по уравнению

$$\Delta \bar{T}_B = A(1 + M_1 \cdot R) R^{-P} B^{-K}. \quad (21)$$

Величина критерия $\Delta \bar{T}_B = \frac{t_{в.н.} - t_{в.к.}}{t_c - t_p}$ имеет отрицательное значение, так как температура воды после охлаждения $t_{в.к.}$ будет меньше начальной $t_{в.н.}$

57. Расчетные формулы для вычисления критерия $\Delta \bar{T}_B$ приведены в табл. II.

Данные таблицы II действительны для расчета различных оросительных камер, характеристика которых приведена в табл.12.

х) Расчет различных процессов обработки воздуха в оросительных камерах изложен в "Рекомендациях по расчету оросительных камер" серия ВЗ-25, Госстрой СССР, Сантехпроект, II, 1968 г.

Таблица 11

Данные для расчета охлаждения воды в оросительных камерах

Терминологическая разность $\Delta t_p = t_c - t_p$	Характер процесса	Диаметр выходного отверстия форсунок $d_0, \text{мм}$	Расчетные зависимости для определения величин $\Delta \bar{T}_\theta$ и $t_{\theta,к}$.	Материалы для упрощения расчетов	
				номограммы	диаграммы
$0 \leq \Delta t_p \leq 50$	Охлаждение воды ненасыщенным воздухом	5,0 ÷ 4,5	$\Delta \bar{T}_\theta = 0,136 (1 + M, R) R^{-0,3} B^{-0,47} \quad (22)$	Номограмма 4	Диаграмма 1 для определения критерия R
		3,5	$\Delta \bar{T}_\theta = 0,15 (1 + M, R) R^{-0,3} B^{-0,37} \quad (23)$		
$0 \leq \Delta t_p \leq 20$	Охлаждение воды насыщенным воздухом	5,0 ÷ 4,5	$\Delta t_\theta = t_{\theta,к} - t_{\theta,н} = 0,14 (t_p - t_{\theta,н}) R^{0,7} B^{-0,47} \quad (24)$		

Таблица 12

Характеристика одноступенчатых оросительных камер

Число рядов форсунок	Направление распыления воды	Плотность расположения форсунок на стояках, шт/м ² ряд	Расстояние между рядами форсунок, м	Примечание
2 и 3	Взаимно-встречное и противоположное	13 ÷ 18	≈ 0,6	Без орошения выходного сепаратора

Таблица 13

Пределы изменения параметров воздуха и воды в одноступенчатых оросительных камерах при охлаждении в них циркуляционной воды (для формул приведенных в табл. 11)

Гигрометрическая разность температур $\Delta t_p = t_c - t_p$	Диаметр выходного отверстия форсунок d_0 , мм	Избыточное давление воды перед форсунками P_0 , атм	Весовая скорость воздуха в камере, $\nu \gamma$ кг/м ² сек.	Начальная температура распыляемой воды $t_{в.н.}$, град.	Температура точки росы воздуха t_p , град.	Температура воздуха по сухому термометру t_c , град.
$0 \leq \Delta t_p \leq 50$	$5,0 \div 4,5$ 3,5	$0,7 \leq P_0 \leq 2,5$ $1,0 \leq P_0 \leq 3,5$	$1,6 \leq \nu \gamma \leq 3,0$	$10 \leq t_{в.н.} \leq 45$	$-26 \leq t_p \leq 25$	$0 \leq t_c \leq 47$

Пределы изменения параметров воздуха и воды для формул в табл. II, указаны в табл. I3.

58. Для облегчения расчетов по формулам в табл. II составлена номограмма 4. Величина критерия R определяется по диаграмме I в зависимости от величины отрицательной разности ($t_p - t_{в.н.}$) или по формуле (5).

59. Процессы охлаждения циркуляционной воды сопровождаются повышением теплосодержания охлаждающего воздуха. Конечная температура охлажденной воды в одноступенчатых камерах обычно выше конечных параметров уходящего воздуха при больших коэффициентах орошения.

При выборе параметров охлаждающего воздуха, следует иметь в виду, что при одной и той же точке росы более глубокое охлаждение воды достигается, когда охлаждающий воздух имеет меньшие психрометрическую или гигрометрическую разности или более высокую относительную влажность.

60. Методика расчета охлаждения воды в оросительных камерах и последовательность решения прямых и обратных задач с помощью формул в табл. II и номограммы 4, приведены в табл. I4.

Конструктивные характеристики типовых оросительных камер КД, выпускаемых промышленностью, приведены в приложении 4.

61. Расчет совместной работы поверхностных теплообменников и водоохлаждающих оросительных камер является достаточно сложным и требует увязки 13 независимых переменных. В этой связи с целью облегчения расчетов целесообразно руководствоваться следующим:

1. Относительный расход хладоносителя $B_p = \frac{W}{G}$ в поверхностном воздухоохладителе (где W - количество воды, проходящей через теплообменник кг/час, G - количество охлаждаемого воздуха кг/час) должен находиться в пределах $0,8 \div 2$. Для облегчения расчетов целесообразно принимать $B_p = 1$.

2. Обвязку теплообменников следует осуществлять так, чтобы отношение живых сечений $\frac{F_{жк}}{F_{\psi}}$ не превышало $160 \div 200$ (почтиительно $\frac{F_{жк}}{F_{\psi}} = 80 \div 120$).

3. Скорость воды в трубках теплообменников должна находиться в пределах $\omega = 0,7 \div 2$ м/сек.

4. Коэффициент орошения в оросительной камере (в градир-

не) не должны превышать $B=1,6$.

5. Расчет следует начинать с выбора поверхности охлаждения теплообменника F и живых сечений для прохода воздуха $f_{жс}$ и теплоносителя ψ .

При этом целесообразно соблюдать следующую последовательность расчета:

а) предварительно назначают конечную температуру воздуха после поверхностного воздухоохладителя t_{c2} ;

б) вычисляют величину $\Delta t_c = t_{c1} - t_{c2}$ (где t_{c1} - начальная температура воздуха);

в) по номограмме 3 или по формуле (I4) в табл.7, при известных конструктивных параметрах теплообменника ($\frac{F}{f_{жс}}$) и ($\frac{f_{жс}}{\psi}$) и при известных ($V\gamma$) и (ω), определяют величину начальной движущей силы теплообмена (или начальную разность потенциалов сухого теплообмена), $t_{c1} - t_{в.н.}$. Затем вычисляют начальную температуру воды $t_{в.н.}$, которая должна поступать в воздухоохладитель

$$t_{в.н.} = t_{c1} - (t_{c1} - t_{в.н.});$$

г) по уравнению теплового баланса для поверхностных теплообменников

$$G \cdot C_{pA} t_c = W (t_{в.н.} - t_{в.к.})$$

определяют конечную температуру отепленной воды $t_{в.к.}$, которая выходит из теплообменника и направляется в градирню;

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{\Delta t_c \cdot C_p}{B_p};$$

д) вычисляют величину критерия относительного охлаждения воды в оросительной камере (градирне)

$$\Delta \bar{T}_B = \frac{t_{в.к.} - t_{в.н.}}{t_{c1} - t_p};$$

е) по номограмме 4 или по формулам в табл. II вычисляют коэффициент орошения в градирне;

ж) по коэффициенту орошения B (который не должен быть более 1,6) и количеству воды W , распыляемой в градирне (равному расходу воды в теплообменнике), вычисляют требуемый расход воздуха в градирне

$$G_K = \frac{W}{B};$$

и) по расходу воздуха G_K подбирают номер оросительной камеры.

62. Расчет совместной работы поверхностного теплообменника и водоохлаждающей оросительной камеры иллюстрируется примером 7.

Таблица 14

Методика расчета процессов охлаждения воды
в оросительных камерах.

Виды теплотех- нических задач	Заданные величины	Искомые величины	Ход расчета
Прямые	$J_1; t_{c1}; J_p$ $t_p; t_{вн}; t_{вк}$	B	<ol style="list-style-type: none"> 1. Определяется $\Delta t_p = t_{c1} - t_p$. 2. Определяется $\Delta \bar{T}_\theta = \frac{t_{вк} - t_{вн}}{t_{c1} - t_p}$. 3. Определяется B по номограмме 4 при известных $t_{вн}, t_p; \Delta t_p$ и $\Delta \bar{T}_\theta$.
Обратные	$J_1; t_{c1}; J_p$ $t_p; t_{вн}; B$	$t_{вк}$	<ol style="list-style-type: none"> 1. Определяется $\Delta t_p = t_{c1} - t_p$. 2. Определяется $\Delta \bar{T}_\theta$ по номограмме 4 при известных $t_{вн}; t_p; \Delta t_p$ и B. 3. Определяется $t_{вк} = t_{вн} + \Delta \bar{T}_\theta (t_{c1} - t_p)$.
Обратные	$J_1; t_{c1}; J_p$ $t_p; B; \Delta t_p$	$t_{вн}; t_{вк}$	<ol style="list-style-type: none"> 1. Определяется $t_p = t_{c1} - t_p$. 2. Определяется $\Delta \bar{T}_\theta = \frac{-\Delta t_p}{t_{c1} - t_p} = \frac{t_{вк} - t_{вн}}{t_{c1} - t_p}$. 3. По номограмме 4 при известных $\Delta \bar{T}_\theta; B; \Delta t_p$ и t_p. Находится $t_{вн}$. 4. Определяется $t_{вк} = t_{вн} + \Delta \bar{T}_\theta (t_{c1} - t_p)$.

VI. Конструктивные предложения

63. Обязка воздухоохладителей по хладоносителю должна предусматривать общее противоточное движение воздуха и охлаждающей воды. Параллельное движение воздуха и хладоносителя осуществлять нецелесообразно. Для компоновки воздухоохладителей целесообразно применять теплообменники с двумя, тремя и четырьмя рядами оребренных трубок по ходу воздуха.

64. Предпочтительные, принципиальные схемы соединения теплообменников (элементов), из которых komponуются различные воздухоохладители, приведены в приложении 3, разделы I-V, а также на рисунках 2, 4, 6, 8, 10, 11, 13 и 14, к примерам I-7.

65. Увеличение живого сечения установок за счет устройства дополнительных входных патрубков в середине теплообменников (см. приложение 3 схемы 4 и 8) следует применять в тех случаях, когда при параллельном соединении, схема I, скорость хладоносителя превышает допустимые значения I, 0 - I, 2 м/сек.

66. Для улучшения работы воздухоохладителей целесообразно устройство специальных линий для удаления воздуха из теплообменников, см. например рис. 4, 6, 8, 10 и спускных линий для удаления из них хладоносителя, как показано на рис. 4, 6 и 10.

67. Для уменьшения общего аэродинамического сопротивления кондиционеров или вентиляционных установок, а также с целью сокращения излишних поверхностей нагрева целесообразно воздухоохладитель в зимнее время использовать в качестве калориферов первого или второго подогрева для нагрева воздуха.

68. С этой целью схемы соединения трубопроводов должны предусматривать подвод к теплообменникам горячей воды и полное отключение излишних /неработающих в зимнее время/ поверхностей нагрева с обязательным удалением из них хладоносителя.

Принципиальные схемы использования воздухоохладителей для нагрева воздуха приведены на рис. 4, 6 и 10.

69. В случаях применения типовых секций подогрева КД или калориферов КФСО и КФБО для охлаждения и осушения воздуха в них, для сбора выпавшего конденсата, следует предусматривать

специальные поддоны, см. рис. 2,4,6 и 8.

70. После воздухоохладителей целесообразна установка сепараторов (при весовых скоростях $V \gamma = 6-8,5$ кг/м² сек). Нижняя часть сепараторов должна быть расположена в поддоне, в котором должны быть предусмотрены дренажные патрубки для удаления конденсата.

Высота поддона должна быть не менее 100-150 мм. В качестве сепараторов может быть использована конструкция, разработанная БПК и ТП НИИ Сантехники и Харьковским заводом "Кондиционер".

71. При применении типовых секций подогрева центральных кондиционеров, спирально-навивных калориферов КФСО или КФБО и пластинчатых калориферов КФС и КФБ для сухого охлаждения воздуха (без влаговыпадения) устройство поддонов и сепараторов не предусматривается, рис.11.

72. Изменение холодопроизводительности поверхностных воздухоохладителей целесообразно осуществлять путем изменения температуры хладоносителя при постоянном его расходе.

Возможно также применение различных комбинированных схем качественного (по хладоносителю) и количественного (по воздуху) изменения холодопроизводительности.

73. При компоновке воздухоохладителей из разных типов калориферов или секций подогрева КД пластины или ребра нагревательных элементов теплообменников с пластинчатым или спирально-навивным оребрением должны устанавливаться в воздухоохладителе вертикально для возможности стока с них конденсата.

74. При компоновке воздухоохладителей из различных теплообменников (элементов) в рекомендациях используются следующие условные обозначения:

$F_2; f'_ж$ и Ψ' - поверхность охлаждения в живые сечения для прохода воздуха и хладоносителя одного теплообменника (элемента), из которых собирается воздухоохладитель, м²;

$F; f_ж; \Psi$ - то же, для всего поверхностного воздухоохладителя;

- $m = \frac{F}{F_3}$ - общее число теплообменников (элементов) в воздухоохладителе ;
- $\rho = \frac{\frac{F_{жс}}{F_1}}{\frac{F_{жс}}{F_3}}$ - число теплообменников (элементов) в фасадном сечении воздухоохладителя (в секции воздухоохладителя), шт. ;
- $n = \frac{\psi}{\psi_1}$ - число теплообменников (или их групп) параллельно соединенных по хладоносителю .

Если воздухоохладитель собран из разного числа теплообменников m_1 и m_2 , имеющих соответственно разную поверхность охлаждения F_3' и F_3'' , то общая поверхность воздухоохладителя составит

$$F = m_1 \cdot F_3' + m_2 \cdot F_3'' .$$

При параллельном соединении по хладоносителю разного числа теплообменников Π_1 и Π_2 с живыми сечениями для прохода хладоносителя соответственно ψ_1' и ψ_2' живое сечение всей установки для прохода хладоносителя составит

$$\psi = n_1 \cdot \psi_1' + n_2 \cdot \psi_2' .$$

При последовательном соединении по хладоносителю теплообменников с разными живыми сечениями ψ_1' и ψ_2' их среднее живое сечение составит

$$\psi_{cp} = \frac{\psi_1' + \psi_2'}{2} .$$

УП. Примеры расчетов

75. Приводимые ниже примеры расчетов поверхностных воздухоохладителей, применяемых в различных системах кондиционирования воздуха и вентиляции, иллюстрируют несколько положений.

I. В примерах показано, что для охлаждения и осушения воздуха или для его сухого охлаждения следует применять не только специальные неорошаемые воздухоохладители, а целесообразно использовать типовые секции подогрева центральных кондиционеров и серийно выпускаемые калориферы типа КФСО и КФБО.

Для сухого охлаждения воздуха, с целью уменьшения аэродинамического сопротивления установок, целесообразно применять обычные серийно выпускаемые пластинчатые калориферы типа КФС и КФБ или их модификации.

В примерах 2,3,5 и 6 в качестве воздухоохладителей используются секции подогрева центральных кондиционеров различной производительности по воздуху.

В примере 4 используются спирально-навивные калориферы типа КФСО и КФБО.

В примере 7 для сухого охлаждения воздуха применены пластинчатые калориферы типа К4ВП.

В примере I используются секции неорошаемых воздухоохладителей центральных кондиционеров.

2. В примерах иллюстрируется:

- а/ расчет процессов одновременного охлаждения и осушения воздуха (примеры I, 2, 3 и 4).
- б/ расчет процессов сухого охлаждения воздуха (примеры 5 и 6),
- в/ расчет совместной работы поверхностных теплообменников и оросительных камер, используемых для охлаждения циркуляционной воды (пример 7).

3. В примерах показаны два способа расчета:

с помощью номограмм - основной рекомендуемый способ, см. примеры I, 3, 5, 6 и 7 и по аналитическим формулам, см. примеры 2 и 4.

4. В примерах расчета иллюстрируется решение прямых и обратных теплотехнических задач. Последовательность и методика их решения приводятся в таблицах 5,6,9 и 10 рекомендаций.

Наиболее сложными являются прямые задачи, цель которых состоит в выборе и расчете теплообменников, обеспечивающих требуемые конечные параметры воздуха после воздухоохладителей.

В примерах 3 и 4 показано решение прямых задач в наиболее общем виде с теми многими неизвестными, с которыми приходится сталкиваться на практике.

Поэтому с целью лучшего понимания излагаемой методики, вначале приведены примеры 1 и 2, где иллюстрируется решение более легких обратных задач.

При решении прямых и обратных теплотехнических задач следует руководствоваться положениями, изложенными в разделах III, IV, V и VI настоящих рекомендаций.

76. Обычно, при теплотехнических расчетах стремятся к созданию определенного запаса в устанавливаемых поверхностях нагрева или охлаждения.

Учитывая, что для охлаждения воздуха требуются значительно большие поверхности теплообмена, а также учитывая значительное аэродинамическое сопротивление выпускаемых в настоящее время поверхностных спирально-навивных теплообменников с крупными гофрами, целесообразно резерв по холодопроизводительности установок создавать не увеличением поверхности теплообмена, а путем подачи в воздухоохладители более холодной воды, чем та, на которую ведется расчет.

77. Орошение многорядных ($Z > 5$) спирально-навивных теплообменников (приложение 2 п.1) не приводит к увеличению теплотехнического эффекта.

Особенно нецелесообразно орошение глубоких теплообменников, так как оно приводит к резкому возрастанию (до 3-х раз) аэродинамического сопротивления.

При необходимости установки орошаемых теплообменников их расчет следует проводить по формулам в табл.2, считая, что в конце будут получены те же параметры воздуха, что и при выключенной оросительной системе. В этом случае аэродинамическое сопротивление определяется по соответствующим формулам в табл. 4.

Пример I. Расчет процесса охлаждения и осушения воздуха. Решается обратная задача с помощью номограмм I и 2. Для охлаждения и осушения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из типовых секций неорошаемых поверхностных воздухоохладителей Кд 6040.

Дано:

Параметры воздуха и хладоносителя.

Воздух начального состояния $t_{с,1}=34^{\circ}\text{C}$,
 $t_{р}=20^{\circ}\text{C}$, $J_1=17,2$ ккал/кг в количестве
 $G=77400$ кг/ч охлаждается и осушается в
поверхностном воздухоохладителе. Начальная
температура холодной воды $t_{в,к}=5^{\circ}\text{C}$. Расход
хладоносителя $W=49500$ кг/ч.

Характеристика воздухоохладителя.

Шестирядный неорошаемый воздухоохладитель
Кд 6040/6 состоит из двух трехрядных секций.
В фасадном сечении трехрядной секции, см. при-
ложение I, размещается четыре теплообменника
($P=4$). Общее число теплообменников (элементов),
из которых собран воздухоохладитель равно
восемью ($m=8$). Каждый теплообменник имеет
живое сечение для прохода хладоносителя
 $\psi'=0,00381$ м², для прохода воздуха
 $f'_{жк}=0,672$ м² и поверхность охлаждения
 $F_3=79,8$ м².

Определить:

Конечные параметры воздуха после воздухоохла-
дителя J_2 и $t_{с,2}$ и конечную температуру хла-
доносителя $t_{в,к}$.

Решение

I. Определяем необходимые условия для проведения процес-
са охлаждения и осушения воздуха.

а/ Вычисляем значение критерия M_I

$$M_I = \frac{t_{р} - t_{в,к}}{t_{с,1} - t_{р}} = \frac{20-5}{34-20} = 1,07$$

б/ Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя V_T

$$V_T = \frac{C_P}{M_1} = \frac{0,24}{1,07} = 0,224$$

в/ Вычисляем относительный расход хладоносителя V_P

$$V_P = \frac{W}{G} = \frac{49500}{77400} = 0,64$$

Для проведения процессов осушения воздуха при $t_{a,n} < t_p$ достаточно, чтобы V_P был больше V_T , см. п.26. В рассматриваемом примере это условие соблюдается ($0,64 > 0,224$). Расчет выполняем по номограммам I и 2.

2. Определяем критерий глубины установок

Суммарная поверхность охлаждения всей установки Кд6040/6, состоящей из восьми отдельных теплообменников, будет равна:

$$F = F_3 \cdot m = 79,8 \cdot 8 = 638,4 \text{ м}^2.$$

Живое сечение установки для прохода воздуха при размещении четырех теплообменников в фасадном сечении воздухоохладителя составляет:

$$f_{жс} = f'_{жс} \cdot P = 0,672 \cdot 4 = 2,688 \text{ м}^2$$

Тогда

$$\frac{F}{f_{жс}} = \frac{638,4}{2,688} = 238$$

3. Вычисляем весовую скорость воздуха

$$W' = \frac{G}{3600 \cdot f_{жс}} = \frac{77400}{3600 \cdot 2,688} = 8 \text{ кг/м}^2\text{сек}$$

4. Определяем критерий живых сечений для всей установки

$$\frac{f_{жс}}{\psi}$$

а/ Принимаем по таблице 3 скорость хладоносителя в трубах теплообменников $\omega = 0,45$ м/сек, учитывая рекомендации п.34 о том, чтобы живое сечение установки для прохода хладоносителя ψ при принятой скорости было бы кратным живому сечению одного теплообменника ψ' .

б/ Вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \times 1000 \times \omega} = \frac{49500}{3600 \times 1000 \times 0,45} = 0,03048 \text{ м}^2$$

в/ Вычисляем отношение $\frac{\phi_{жс}}{\psi}$ для всей установки

$$\frac{\phi_{жс}}{\psi} = \frac{2,688}{0,03048} = 88$$

5. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

Требуемое живое сечение установки для прохода хладоносителя $\psi = 0,03048 \text{ м}^2$ может быть получено при параллельном соединении следующего числа теплообменников (или их групп), каждый из которых имеет живое сечение $\psi' = 0,00381 \text{ м}^2$.

$$n = \frac{0,03048}{0,00381} = 8$$

В связи с тем, что общее число теплообменников в установке также равно восьми ($m = 8$), все теплообменники должны быть соединены по хладоносителю параллельно.

Общая схема обвязки воздухоохладителя представлена на рис.2.

6. Определяем величину критерия R

Находим разность $t_p - t_{в.н.} = 20 - 5 = 15^\circ\text{C}$

На диаграмме I производим построения, аналогичные нанесенному примеру. При $t_p - t_{в.н.} = 15^\circ\text{C}$ и $t_p = 20^\circ\text{C}$ находим $R = 2,72$

7. Вычисляем произведение критериев $M_I R$

$$M_I R = 1,07 \times 2,72 = 2,91$$

Значение $I + M_I R = 3,91$ и $I + M_I = 2,07$

8. Определяем величину относительного изменения тепло содержания воздуха $\Delta \bar{t}$

Производим построения на номограмме I.

В квадрате Б:

- а/ на шкале $\frac{F}{\rho_{\text{жид}}}$ откладываем $\frac{F}{\rho_{\text{жид}}} = 238$, точка 1;
б/ на шкале $\frac{F}{\rho_{\text{жид}}}$ откладываем $\frac{F}{\rho_{\text{жид}}} = 88$, точка 2;
в/ находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\frac{F}{\rho_{\text{жид}}} = 238$ с вертикальной прямой $\frac{F_{\text{жид}}}{\psi} = 88$;
г/ на шкале ω откладываем $\omega = 0,45$ м/сек, точка 4;

д/ находим точку 5 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 3, с вертикальной линией $\omega = 0,45$

В квадрате А:

- а/ на шкале $\sqrt{\gamma}$ откладываем $\sqrt{\gamma} = 8$ кг/м2 сек, точка 6;
ж/ на пересечении горизонтальной прямой, проведенной из точки 5 в квадрат А, с вертикальной линией $\sqrt{\gamma} = 8$, находим точку 7;
з/ откладываем на шкале $M_I R$ значение $M_I R = 2,91$, точка 8;
и/ находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7 с вертикальной линией $M_I \cdot R = 2,91$, проведенной из точки 8;
к/ из точки 9 проводим горизонтальную линию до пересечения со шкалой $\Delta \bar{J}$, точка 10;
в точке пересечения находим ответ $\Delta \bar{J}_p = 1,69$.
9. Определяем конечное теплосодержание воздуха после воздухоохладителя.

Вводим поправку $C_I = 0,97$, см. табл. 3, на перекрестное движение теплообменивающихся сред. Тогда

$$\Delta J = C_I \Delta \bar{J}_p = 0,97 \cdot 1,69 = 1,63$$

Вычисляем:

$$J_2 = J_1 - \Delta \bar{J} \cdot C_p (t_1 - t_p) = 17,2 - 1,63 \times 0,24 (34 - 20) = 11,73 \text{ ккал/кг}$$

10. Определяем величину относительного изменения температуры воздуха $\Delta \bar{T}_c$

Производим построения на номограмме 2.

В квадрате Б:

- а) на шкале $(\frac{F}{T_{ж}})$ откладываем $\frac{F}{T_{ж}} = 238$, точка 1;
- б) на шкале $(\frac{f_{ж}}{\psi})$ откладываем $\frac{f_{ж}}{\psi} = 88$, точка 2;
- в) находим точку 3 на пересечении линии $\frac{F}{T_{ж}} = 238$ и прямой $\frac{f_{ж}}{\psi} = 88$;
- г) на шкале (ω) откладываем $\omega = 0,45$ м/сек, точка 4;
- д) находим точку 5 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 3 с линией $\omega = 0,45$;

В квадрате А:

- е) на шкале $(V\gamma)$ откладываем $V\gamma = 8$ кг/м²сек, точка 6;
- ж) на пересечении горизонтальной прямой, проведенной из точки 5 в квадрат А, с линией $V\gamma = 8$, находим точку 7;
- з) откладываем на шкале M_I значение $M_I = 1,07$, точка 8;
- и) находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7, с линией $M_I = 1,07$, проведенной из точки 8;
- к) из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой $\Delta \bar{T}_c$ точка 10;

В точке пересечения находим ответ $\Delta \bar{T}_c = 1,1$

II. Определяем конечную температуру воздуха после воздухоохладителя.

Поправку $C_2 = 0,98$ /см. табл. 3/ при перекрестном движении теплообменивающихся сред на величину $\Delta \bar{T}_C = 1,1$ не вводим. Значение $C_2 = 0,98$ учтено при построении номограммы 2.

Вычисляем

$$t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta \bar{T}_C (t_c - t_p) = 34 - 1,1 / 34 - 20 = 34 - 15,4 = 18,6^\circ \text{C}.$$

III. Определяем конечную температуру отепленной воды после воздухоохладителя

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вн}} + \frac{\Delta J_G}{W} = t_{\text{вн}} + \frac{\Delta J}{B_p} = 5 + \frac{5,47}{0,64} = 5 + 8,55 = 13,55^\circ \text{C}.$$

IV. Определяем аэродинамическое сопротивление шестирядного воздухоохладителя.

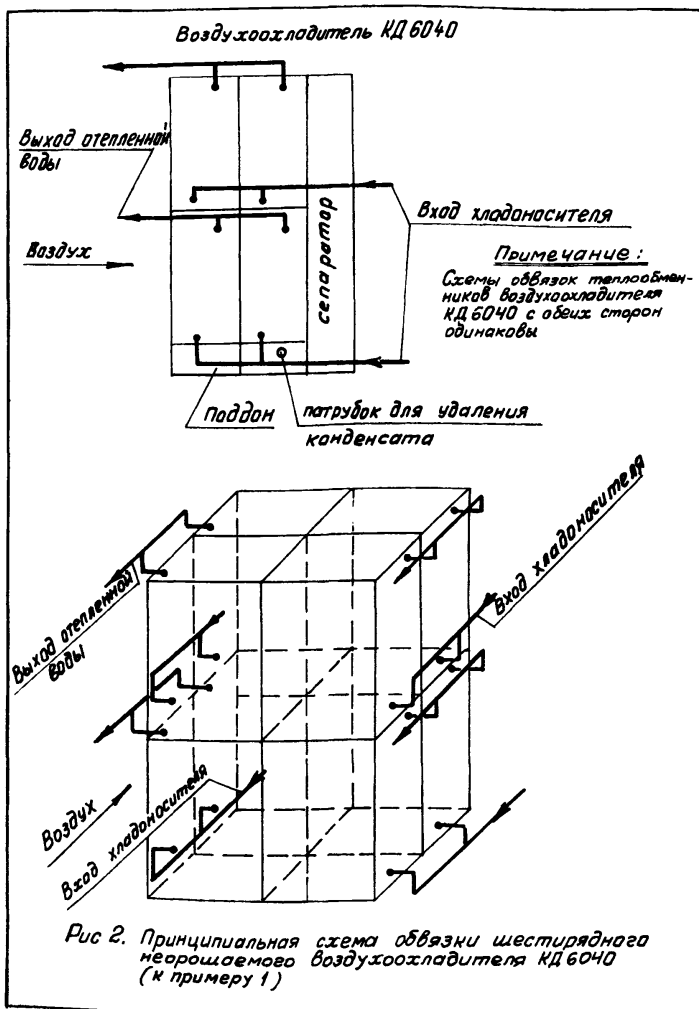
При $M_1 = 1,07$ процесс осушения воздуха характеризуется высокой интенсивностью влаговыпадения. Согласно табл. № 4 при $M_1 = 1,07$ сопротивление определяется по формуле

$$\Delta H = 0,323 Z^{0,87} / V \gamma^{1,5}$$

При $Z = 6$ и $V \gamma = 8$ имеем

$$\Delta H = 0,323 \cdot 4,75 \cdot 22,65 = 34,8 \approx 35 \text{ мм вод.ст.}$$

На этом теплотехнический расчет считается законченным. Схема соединения теплообменников по холодоносителю показана на рис. № 2. Процесс в $J-d$ диаграмме представлен на рис. 3.



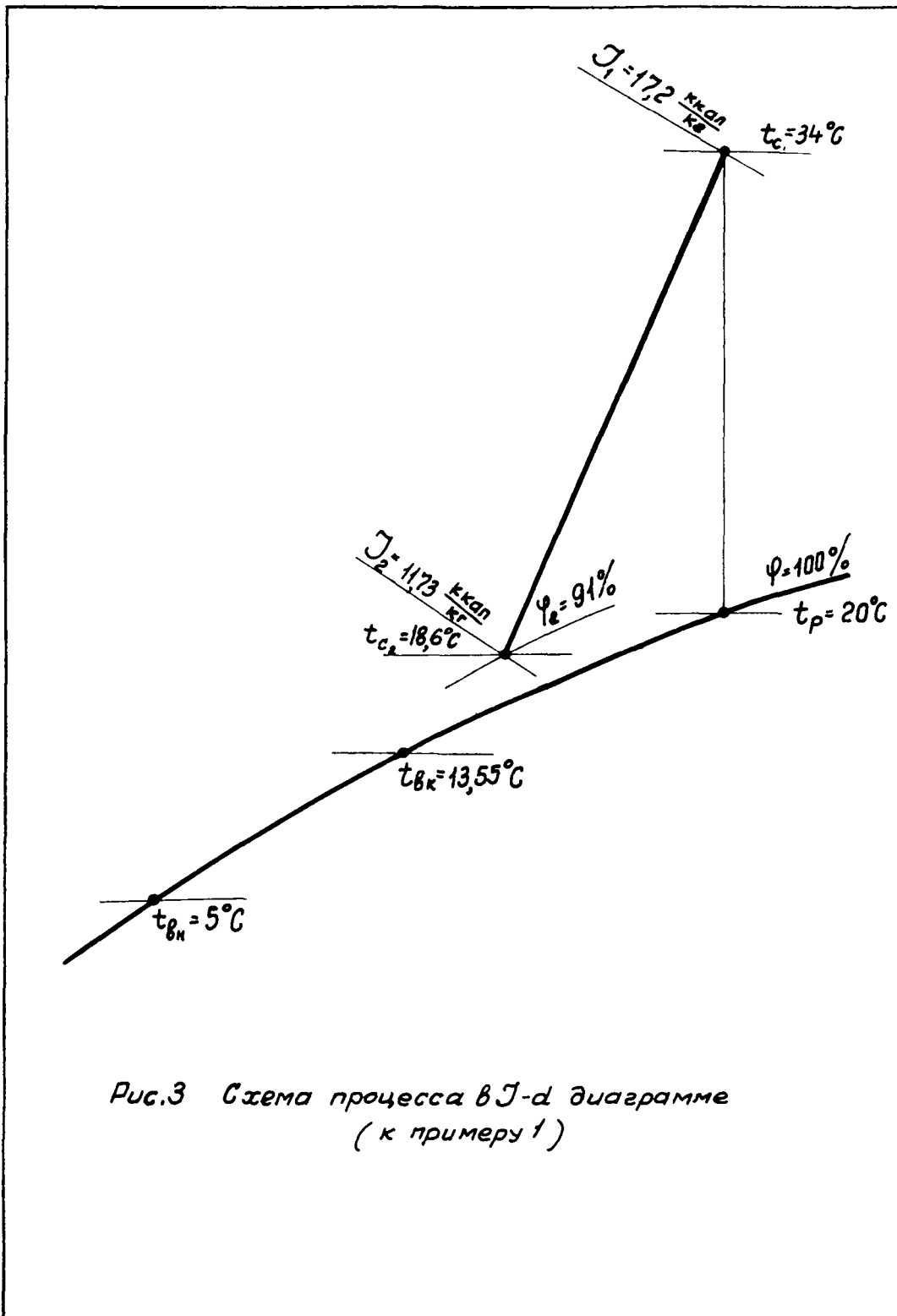


Рис.3 Схема процесса в J - d диаграмме
(к примеру 1)

Пример 2. Расчет процесса охлаждения и осушения воздуха. Решается обратная задача с помощью расчетных формул. Для охлаждения и осушения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из типовых секций подогрева Кд4019.

Дано: Начальные параметры воздуха и хладоносителя.

Воздух начального состояния $t_c = 31^\circ\text{C}$, $t_p = 16^\circ\text{C}$, $J_1 = 14,5$ ккал/кг в количестве $G = 34000$ кг/час. охлаждается и осушается в поверхностном воздухоохладителе. Начальная температура холодной воды $t_{\text{в.н.}} = 5^\circ\text{C}$. Расход хладоносителя $W = 23400$ кг/час.

Характеристика воздухоохладителя

Двенадцатирядный воздухоохладитель состоит из четырех типовых секций подогрева Кд4019. Каждая секция Кд4019 представляет собой один теплообменник, см. приложение I (Р=I), с живым сечением для прохода воздуха $f'_{\text{ж}} = 1,24$ м², для прохода хладоносителя $\psi' = 0,0042$ м² и с поверхностью охлаждения $F_2 = 139,8$ м². Общее число теплообменников в воздухоохладителе $m = 4$, число труб по ходу воздуха $Z = 12$.

Определить: Конечные параметры воздуха после воздухоохладителя J_2 и t_{c2} и конечную температуру хладоносителя $t_{\text{в.к}}$.

Решение

I. Определяем необходимые условия для проведения процесса охлаждения и осушения воздуха.

а/ Вычисляем значения критерия M_I по известным начальным параметрам воздуха и температуре холодной воды

$$M_I = \frac{t_p - t_{\text{в.н.}}}{t_c - t_p} = \frac{16 - 5}{31 - 16} = 0,733$$

б/ Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя B_T

$$B_T = \frac{C_P}{M_1} = \frac{0,24}{0,733} = 0,327$$

в/ Вычисляем относительный расход хладоносителя B_p .

$$B_p = \frac{W}{G} = \frac{23400}{34000} = 0,69$$

Для проведения процессов осушения воздуха см.п.26 при $t_{в.н} < t_p$ достаточно, чтобы B_p был больше B_T . В рассматриваемом примере это условие соблюдается ($0,69 > 0,327$)

г/ Вычисляем теоретическую величину начальной температуры воды $t_{в.т.}$.

При $B_p = 0,69$ $M_T = \frac{C_P}{B_p} = \frac{0,24}{0,69} = 0,347$, тогда

$$t_{в.т.} = t_p - M_T(t_c - t_p) = 16 - 0,347(31 - 16) = 10,8^\circ\text{C}$$

Температура $t_{в.т.} = 10,8^\circ\text{C}$ является той предельной температурой хладоносителя, при которой теоретически возможно проведение процессов осушения воздуха (для условий рассматриваемого примера т.е. при $B_p = 0,69$). В действительности для осушения воздуха температура $t_{в.н}$ должна быть ниже теоретического значения ($5 < 10,8$).

Значение $t_{в.т.}$ определяет предел, до которого можно повышать температуру хладоносителя, например, при регулировании, обеспечивая осушение воздуха.

2. Определяем критерий глубины установки. $\frac{F}{f_{ж}}$

Суммарная поверхность охлаждения воздухоохладителя, состоящего из 4-х секций Кд 4019 равна

$$F = F_p \cdot m = 139,8 \cdot 4 = 560 \text{ м}^2$$

Живое сечение установки для прохода воздуха $f_{ж}$ равно живому сечению одного теплообменника $f'_{ж}$ т.к. в фасадном сечении установки размещается один теплообменник.

$$f_{ж} = 1,24 \text{ м}^2$$

Тогда

$$\frac{F}{f_{жс}} = \frac{560}{1,24} = 451$$

3. Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V_j = \frac{G}{3600 \cdot f_{жс}} = \frac{34000}{3600 \times 1,24} = 7,62 \text{ кг/м}^2\text{сек}$$

4. Определяем критерий живых сечений для всей установки $\frac{f_{жс}}{\psi}$

а/принимаем по таблице 3 скорость хладонотителя в трубах теплообменников $\omega = 0,775 \text{ м/сек}$, учитывая рекомендации п.34 о том, чтобы живое сечение всей установки для прохода хладонотителя ψ при принятой скорости было бы кратным живому сечению одного теплообменника ψ

б/ вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладонотителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{23400}{3600 \times 1000 \times 0,775} = 0,0084 \text{ м}^2$$

в/ вычисляем отношение $\frac{f_{жс}}{\psi}$ для всей установки

$$\frac{f_{жс}}{\psi} = \frac{1,24}{0,0084} = 148$$

5. Определяем схему соединения теплообменников по хладонотителю.

Требуемое живое сечение установки для прохода хладонотителя $\psi = 0,0084 \text{ м}^2$ может быть получено при параллельном соединении следующего числа теплообменников (или их групп),

$$n = \frac{\psi}{\psi'} = \frac{0,0084}{0,0042} = 2$$

где ψ' - живое сечение для прохода теплоносителя каждого теплообменника.

При этом число последовательно соединенных теплообменников в каждой группе составит

$$\frac{m}{n} = \frac{4}{2} = 2.$$

Общая схема обвязки воздухоохладителя представлена на рисунке 4. Она обеспечивает требуемую величину

$\psi = 0,0084 \text{ м}^2$ и представляет собой параллельно-последовательное соединение четырех теплообменников.

6. Определяем величину критерия R .

Находим разность $(t_p - t_{в.н.}) = 16 - 5 = 11^\circ\text{C}$. На диаграмме I производим построения, аналогичные нанесенному примеру. При $t_p - t_{в.н.} = 11^\circ\text{C}$, $t_p = 16^\circ\text{C}$ и $t_{в.н.} = 5^\circ\text{C}$ находим $R = 2,51$.

7. Вычисляем произведение критериев $M_I \cdot R$

$$M_I \cdot R = 0,733 \cdot 2,51 = 1,84. \text{ Величина } I + M_I \cdot R = 2,84.$$

Значение $I + M_I = 1 + 0,733 = 1,733$.

8. Определяем величину относительного изменения тепло-содержания воздуха $\Delta \bar{J}$.

Вычисление величины $\Delta \bar{J}$ для процессов охлаждения и осушения воздуха, см. табл. 2, производим по формуле (10) и по номограмме I.

а/ вычисляем значения величин, входящих в уравнение 10.

$$1 + M_I \cdot R = 2,84; \quad \nu \gamma = 7,62; \quad \nu \gamma^{0,93} = 2,39; \quad \omega = 0,775; \quad \omega^{0,25} = 0,945;$$

$$\frac{F}{f_{жс}} = 451; \quad \left(\frac{F}{f_{жс}}\right)^{0,53} = 25,4; \quad \frac{f_{жс}}{\psi} = 148; \quad \left(\frac{f_{жс}}{\psi}\right)^{-0,16} = 0,45;$$

б/ Определяем

$$\Delta \bar{J} = \frac{0,145 \cdot 2,84 \cdot 0,945 \cdot 25,4 \cdot 0,45}{2,39} = 1,86;$$

в/ Вводим поправку $C_I = 0,97$ (см. табл. 3) на перекрестное движение теплообменивающихся сред в секциях Кд 4019, тогда

$$\Delta \bar{J}_p = \Delta \bar{J} \cdot C_I = 1,86 \cdot 0,97 = 1,81.$$

9. Определяем конечное теплосодержание воздуха после воздухоохладителя.

$$J_2 = J_1 - \Delta \bar{T}_p C_p (t_c - t_p) = 14,5 - 1,81 \cdot 0,24 \cdot 15 = 14,5 - 6,5 = 8,0 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

10. Определяем величину относительного изменения температуры воздуха $\Delta \bar{T}_c$.

Определение величины $\Delta \bar{T}_c$ для процессов охлаждения и осушения воздуха, см. табл. 2, производим по формуле (II) и по номограмме 2.

а/ Вычисляем значение величин, входящих в уравнение (II)

$$1 + M_1 = 1,733; (1 + M_1)^{0,9} = 1,643; \sqrt{J} = 7,62; \sqrt{J}^{0,25} = 1,66; \omega = 0,775;$$

$$\omega^{0,15} = 0,97; \frac{F}{f_{жс}} = 4,51; \left(\frac{F}{f_{жс}}\right)^{0,35} = 8,5; \frac{f_{жс}}{\psi} = 148; \left(\frac{f_{жс}}{\psi}\right)^{-0,1} = 0,608.$$

б/ Вычисляем

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{0,255 \cdot 1,643 \cdot 0,97 \cdot 8,5 \cdot 0,608}{1,665} = 1,265.$$

в/ Вводим поправку $C_2 = 0,98$, см. табл. 3, на перекрестное движение теплообменивающихся сред в секциях Кд 4019, тогда

$$\Delta \bar{T}_{cp} = 0,98 \cdot 1,265 = 1,24.$$

II. Определяем конечную температуру воздуха после воздухоохладителя.

$$t_{c2} = t_{c1} - \Delta \bar{T}_{cp} (t_{c1} - t_p) = 31 - 1,24(31 - 16) = 31 - 18,65 = 12,45^\circ\text{C}.$$

12. Определяем конечную температуру отепленной воды после воздухоохладителя

$$t_{вк} = t_{вн} + \frac{\Delta J \cdot G}{W} = t_{вн} + \frac{\Delta J}{B_p} = 5 + \frac{6,25}{0,69} = 5 + 9,4 = 14,4^\circ\text{C}.$$

13. Вычисляем холодопроизводительность установки

$$Q = G \cdot \Delta J = 34000 \cdot 6,5 = 221000 \text{ ккал/час.}$$

14. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителей проходу воздуха.

При $M_I = 0,733$ процесс осушения воздуха характеризуется средней интенсивностью влаговыпадения. Согласно табл. 4 при $M_I = 0,733$ для $Z = 12$ расчет выполняем по формуле

$$\Delta H = 2,9 M_I^{0,21} (v\gamma)^{1,5}$$

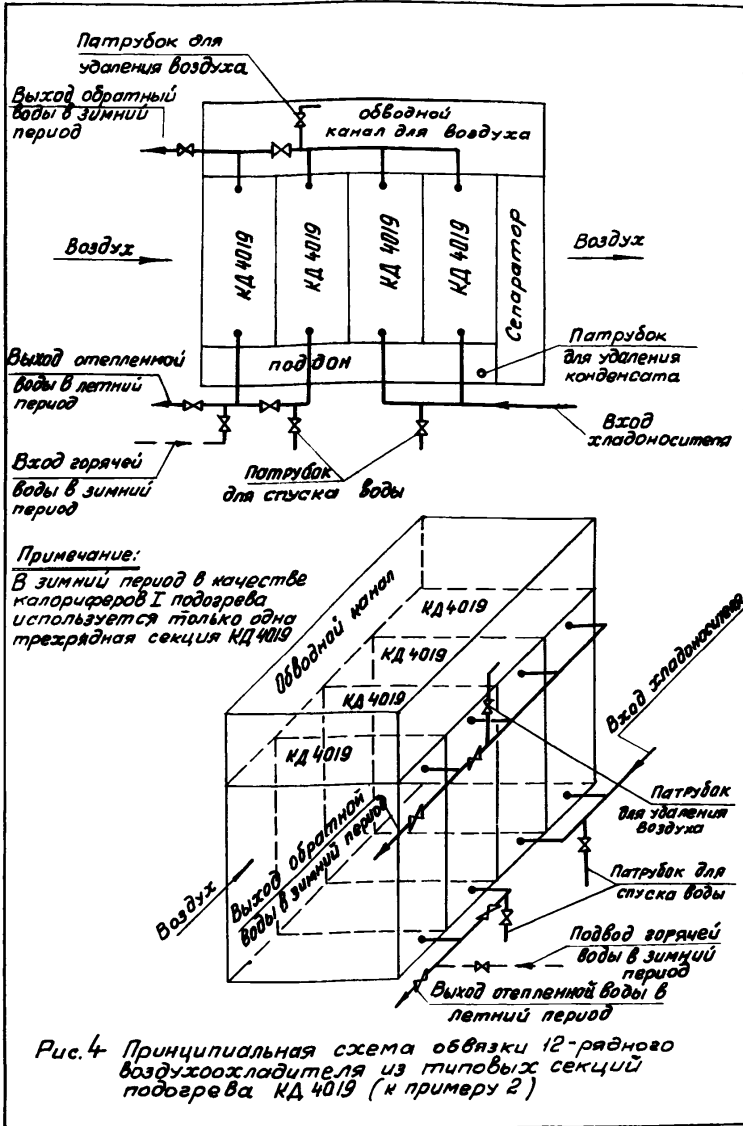
При $M_I = 0,733$ и $v\gamma = 7,62$,

$$\Delta H = 2,9 \cdot 0,936 \cdot 20,9 = 57,0 \text{ мм. вод. ст.}$$

На этом теплотехнический расчет считается законченным. Схема соединения теплообменников по хладоносителю показана на рис. 4. Процесс в $\mathcal{J}-d'$ диаграмме представлен на рис. 5.

Примечание:

Вычисленные по формулам (I0) и (II) значения $\Delta \bar{\mathcal{J}}$ и $\Delta \bar{T}_C$ получаются также в результате построений по номограмме I и по номограмме 2.



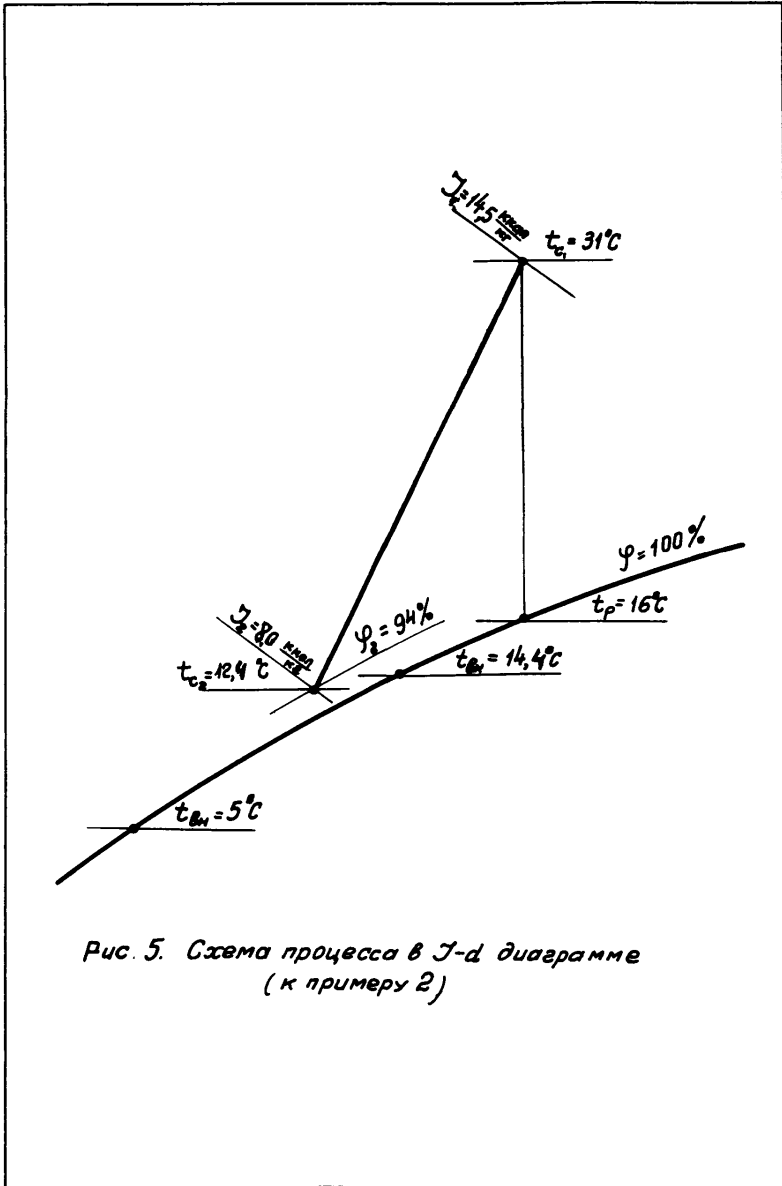


Рис. 5. Схема процесса в D - t_d диаграмме
(к примеру 2)

Пример 3 Расчет процесса охлаждения и осушения воздуха

Решается прямая задача с помощью номограммы I и 2, Для охлаждения и осушения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из типовых секций подогрева КД 8018 и КД 8019 с обводными каналами.

Дано: Воздух начального состояния, $t_{c_1} = 28,5^\circ\text{C}$
 $J_1 = 12,9$ ккал/кг $t_p = 13,5^\circ\text{C}$ /условия для г.Москвы/ в количестве $G = 77100$ кг/час требуется охладить и осушить в поверхностном воздухоохладителе до состояния $t_{c_2} = 14,25^\circ\text{C}$ и $J_2 = 8,67$ ккал/кг, $\varphi_2 = 85\%$
 Начальная температура холодной воды, поступающей в воздухоохладитель $t_{в.н.} = 6^\circ\text{C}$

Определить: Поверхность охлаждения воздухоохладителя F , расход холодной воды W и конечную температуру хладоносителя $t_{в.к.}$.

Решение

I. Определяем необходимые условия для проведения процесса охлаждения и осушения воздуха

а/ вычисляем значение критерия M_1 по известным начальным параметрам воздуха и температуре холодной воды

$$M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_{c_1} - t_p} = \frac{13,5 - 6}{28,5 - 13,5} = 0,5$$

б/ вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя B_T

$$B_T = \frac{C_p}{M_1} = \frac{0,24}{0,5} = 0,48$$

в/ выбираем относительный расход хладоносителя B_p

Для проведения процессов охлаждения и осушения воздуха при $t_{в.н.} < t_p$ достаточно, чтобы B_p был больше $B_T = 0,48$.

Согласно рекомендациям, приведенным в п. 26 и табл. 3 выбираем значение $Br = I$. Расчет проводим по номограммам I и 2.

2. Выбираем тип воздухоохладителя, определяем живое сечение для прохода воздуха и его весовую скорость.

Для охлаждения $G = 77100$ кг/час воздуха принимаем к установке воздухоохладитель, который будет состоять из типовых трех-идвухрядных секций подогрева КД 8019 и КД8018

В фасадном сечении секций подогрева КД80 размещены два теплообменника /р=2/, каждый из которых имеет живое сечение для прохода воздуха $f'_{ж} = 1,13$ м²

Тогда живое сечение для прохода воздуха составит

$$f_{ж} = P \cdot f'_{ж} = 2 \times 1,13 = 2,26 \text{ м}^2$$

Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V_f = \frac{G}{f_{ж} \times 3600} = \frac{77100}{2,26 \times 3600} = 9,5 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

Полученная скорость находится в пределах допустимых величин, в приведенных в табл. 3.

3. Определяем величину относительного изменения тепло-содержания воздуха $\Delta \bar{J}$.

$$\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} = \frac{J_1 - J_2}{0,24(t_c - t_p)} = \frac{12,9 - 8,67}{0,24(28,5 - 13,5)} = \frac{4,23}{3,6} = 1,175$$

Расчет проводим по номограмме I, составленной для воздухоохладителей с противоточно-перекрестным движением контактирующих сред. В выбранных теплообменниках осуществляется перекрестное движение воздуха и воды, поэтому вводим по табл. 3 поправку $C_1 = 0,97$ и находим $\Delta \bar{J}_p$.

$$\Delta \bar{J}_p = \frac{\Delta \bar{J}}{C_1} = \frac{1,175}{0,97} = 1,21$$

4. Определяем величину относительного изменения температур воздуха $\Delta \bar{T}_c$

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_p} = \frac{28,5 - 14,25}{28,5 - 13,5} = 0,95$$

Поправку на перекрестное движение $C_2 = 0,98$, см табл. 3, не вводим, так как последняя учтена при построении номограммы 2, по которой будет произведен расчет.

5. Определяем значения критерия R .

Находим разность $t_p - t_{г.н.} = 13,5 - 6 = 7,5^\circ\text{C}$

На диаграмме I производим построения, аналогичные нанесенному примеру. При $t_p - t_{г.н.} = 7,5^\circ\text{C}$ и $t_p = 13,5^\circ\text{C}$ находим $R = 2,45$

6. Вычисляем произведение критериев M, R .

При $M_1 = 0,5$ величина

$$M, R = 0,5 \times 2,45 = 1,225$$

7. Определяем расход охлаждающей воды

$$W = B_p \cdot G = 1,77100 = 77100 \text{ кг/ч}$$

$\frac{f_{ж}}{\psi}$ 8. Определяем критерий живых сечений для всей установки

а/ принимаем по табл. 3 скорость воды в трубах теплообменников $\omega = 0,75$ м/сек, учитывая при этом, рекомендации п. 26 о том, что величина ψ для всей установки при принятой скорости должна быть кратна величине ψ' одного теплообменника.

б/ вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{77100}{3600 \times 1000 \times 0,75} = 0,0285 \text{ м}^2$$

в/ Вычисляем значение $\frac{f_{ж}}{\psi}$

$$\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{2,26}{0,0285} = 79,3$$

9. Определяем критерий глубины / $\frac{F}{\varphi_{жс}}$ / ,
(из условия обеспечения требуемого значения $\Delta \bar{T}_p = 1,2I$).

Производим построения на номограмме I.

В квадрате А:

а/ на шкале $\Delta \bar{T}$ откладываем $\Delta \bar{T} = 1,2I$, точка 1;

б/ на шкале M, R откладываем $M, R = 1,225$, точка 2;

в/ находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\Delta \bar{T}_p = 1,2I$ и вертикальной прямой $M, R = 1,225$;

г/ на шкале $V\gamma$ откладываем $V\gamma = 9,5$ кг/м²сек, точка 4;

д/ находим точку 5 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 3 с вертикальной линией $V\gamma = 9,5$.

В квадрате Б:

е/ на шкале ω откладываем $\omega = 0,75$ м/сек, точка 6;

ж/ на пересечении горизонтальной прямой, проведенной из точки 5 в квадрат Б с вертикальной линией $\omega = 0,75$ находим точку 7;

з/ откладываем на шкале / $\frac{\varphi_{жс}}{\psi}$ / значение $\frac{\varphi_{жс}}{\psi} = 79,3$, точка 8;

и/ находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7 с вертикальной линией $\frac{\varphi_{жс}}{\psi} = 79,3$ проведенной из точки 8;

к/ из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой $\frac{F}{\varphi_{жс}}$, точка 10.

В точке пересечения находим ответ $\frac{F}{\varphi_{жс}} = 3I7$.

10. Определяем величину поверхности охлаждения и подбираем число секций теплообменников.

При $\frac{F}{\varphi_{жс}} = 3I7$ $F = \left(\frac{F}{\varphi_{жс}}\right) \cdot \varphi_{жс} = 3I7 \cdot 2,26 = 7I6$ м²

Требуемая поверхность охлаждения установки $F = 7I6$ м², согласно приложению I, может быть составлена из двух секций КД 80I9 с числом теплообменников (элементов) $m_1 = 4$ и поверхность нагрева каждого элемента $F'_2 = I34,3$ м² и одной

секции Кд 8018 с числом теплообменников $m_2 = 2$ и поверхность нагрева элемента $F_3'' = 89,5 \text{ м}^2$.

Общее число теплообменников в воздухоохладителе составит $m = m_1 + m_2 = 4 + 2 = 6$, а его общая поверхность охлаждения составит

$$F = m_1 \cdot F_3' + m_2 \cdot F_3'' = 4 \times 134,3 + 2 \times 89,5 = 716 \text{ м}^2$$

Число рядов трубок по ходу воздуха во всей установке составляет

$$Z = 2 \times 3 + 1 \times 2 = 8 \text{ рядов}$$

II. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

Живое сечение установки для прохода хладоносителя ψ складывается из суммы живых сечений параллельно соединенных теплообменников (или их групп), имеющих различные живые сечения ψ_1' и ψ_2'

При числе параллельно соединенных теплообменников (или их групп) n_1 и n_2 с живыми сечениями для прохода хладоносителя соответственно ψ_1' и ψ_2' общее живое сечение всей установки составит

$$\psi = \psi_1' \cdot n_1 + \psi_2' \cdot n_2$$

Для рассматриваемого примера в соответствии с приложением I имеем $\psi_1' = 0,00534 \text{ м}^2$ (для Кд 8019) и $\psi_2' = 0,00356 \text{ м}^2$ (Кд 8018).

При параллельном соединении всех шести теплообменников (т.е. при $n_1 = 4$ и $n_2 = 2$) получим требуемое живое сечение установки.

$$\psi = 0,00534 \times 4 + 0,00356 \times 2 = 0,0285 \text{ м}^2$$

Схема соединения теплообменников по хладоносителю представлена на рисунке 6.

12. Определяем величину критерия глубины $\frac{F}{\psi_{ж} \Delta \bar{T}_c}$ (из условия обеспечения требуемого значения)

Производим построения на номограмме 2 в последовательности, которая указана в пункте 9 данного примера, с той лишь разницей, что в квадрате А вместо величины M, R откладываем критерий $M_1 = 0,5$.

Результаты построения нанесены на номограмме 2. Величина критерия $\frac{F}{\psi_{ж}} = 317$, а следовательно и требуемая величина поверхности охлаждения $F = 716 \text{ м}^2$, совпадают с результатами расчета этих величин для обеспечения $\Delta \bar{T}$.

13. Определяем конечную температуру хладоносителя

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{\Delta J}{B\rho} = 6 + \frac{4,23}{1} = 10,23^\circ\text{C}.$$

14. Определяем аэродинамическое сопротивление восьмирядного воздухоохладителя.

При $M_I = 0,5$ процесс осушения воздуха характеризуется средней интенсивностью влаговыпадения.

По табл.4 при $M_I = 0,5$ и $Z = 8$ сопротивление определяется по формуле

$$\Delta H = 2,2 M_I^{0,33} \cdot (V_j)^{1,5} = 2,2 \times 0,796 \times 29,2^1 = 51 \text{ мм.вод.ст.}$$

На этом теплотехнический расчет считается законченным. Схема соединения теплообменников показана на рис.6. Процесс в $J-d$ диаграмме представлен на рис.7.

Примечания: 1. В случае несовпадения поверхностей охлаждения вычисленных по номограмме 1 и по номограмме 2 следует руководствоваться указаниями п.32 рекомендаций.

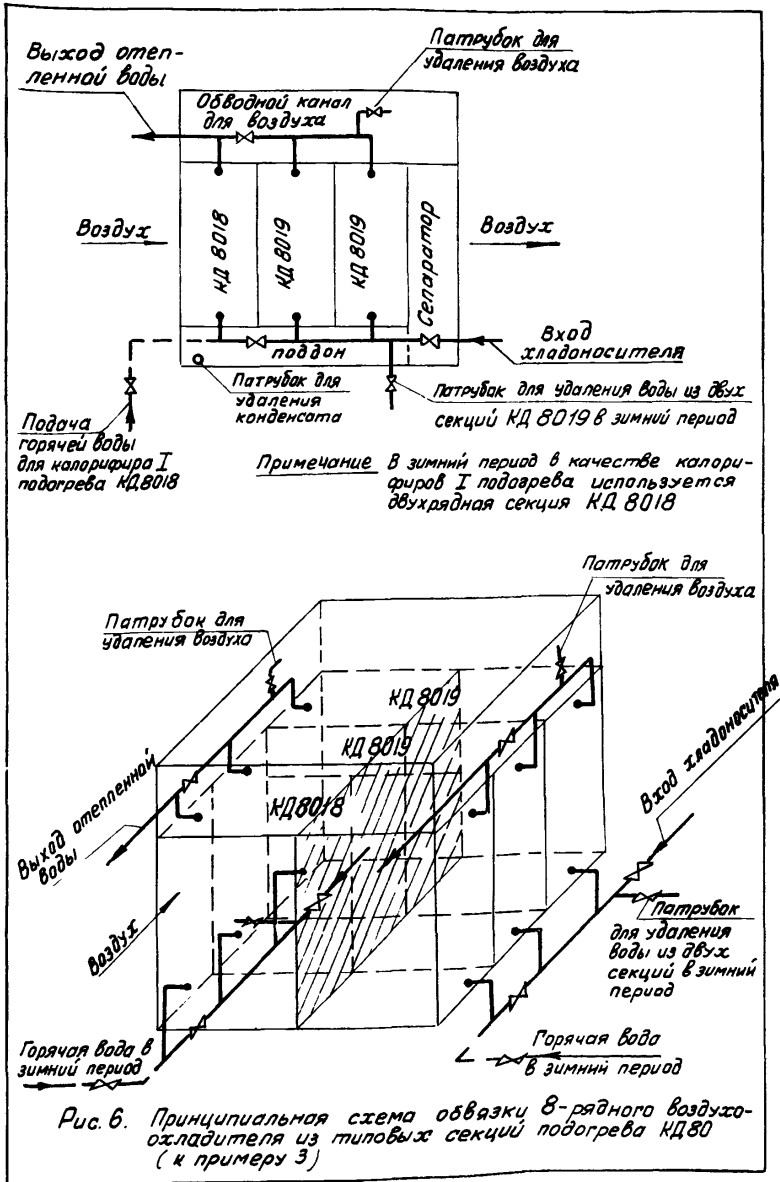
2. Сравнение полученных конечных параметров воздуха после восьмирядного поверхностного охладителя $t_{с2} = 14,25^\circ\text{C}$ и

$J_2 = 8,67 \text{ ккал/кг}$ с результатами расчета двухрядной оросительной камеры

$t_{с2} = 13,95^\circ\text{C}$ и $J_2 = 8,86 \text{ ккал/кг}$ (см.пример № I в "Рекомендациях по расчету оросительных камер", издание Госстроя СССР, Сантехпроект, серия ВЗ-25, 1968 г.) показывает,

что они практически одинаковы. Расчеты проведены при одинаковых условиях: $V=1$; $t_{в.н.} = 6^{\circ}\text{C}$; начальные параметры воздуха для гор. Москвы.

Выбор просительных камер или поверхностных воздухоохлажда-телей для обработки воздуха должен решаться с учетом техно-экономических показателей и условий работы систем кондиционирования воздуха в каждом отдельном случае.



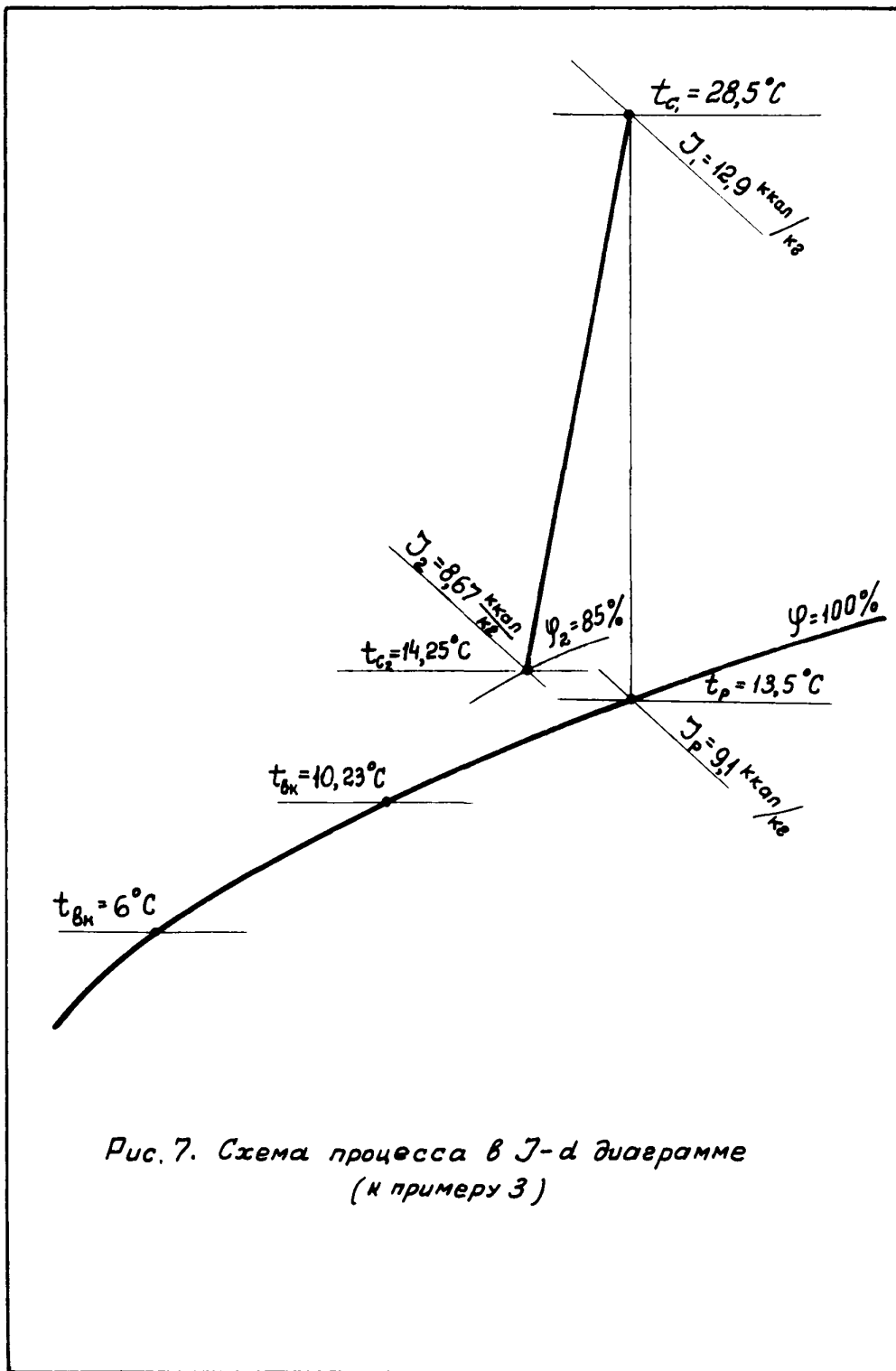


Рис. 7. Схема процесса в J - d диаграмме
(к примеру 3)

Пример 4. Расчет процесса охлаждения и осушения воздуха. Решается прямая задача с помощью расчетных формул и номограмм I и 2. Для охлаждения и осушения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из калориферов КФС0 и КФБ0 со спирально-навивным оребрением.

Дано: Воздух начального состояния $t_{c1} = 30^{\circ}\text{C}$
 $J_1 = 15,45$ ккал/кг, $t_p = 18,5^{\circ}\text{C}$ в количестве
 $G = 24800$ кг/ч требуется охладить и осушить в поверхностном воздухоохладителе до состояния
 $t_{c2} = 15,45^{\circ}\text{C}$;
 $J_2 = 9,85$ ккал/кг $\varphi_2 = 92\%$
 Начальная температура холодной воды, поступающей в воздухоохладитель $t_{в.н.} = 5^{\circ}\text{C}$.

Определить: Поверхность охлаждения воздухоохладителя F , расход холодной воды W и конечную температуру хладоносителя $t_{в.к.}$.

Решение.

I. Определяем необходимые условия для проведения процесса охлаждения и осушения воздуха.

а/ Вычисляем значение критерия M_1

$$M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_{c1} - t_p} = \frac{18,5 - 5}{30 - 18,5} = 1,175$$

б/ Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя.

$$B_T = \frac{C_p}{M_1} = \frac{0,24}{1,175} = 0,204$$

в/ Выбираем относительный расход хладоносителя B_p
 При $t_{в.н.} < t_p$ согласно рекомендациям п. 26 и табл. 1 B_p должен быть больше B_T

С целью уменьшения поверхности охлаждения (п. 27) выбираем $B_p = 1,22$. Расчет проводим по номограммам I и 2.

2. Выбираем тип воздухоохладителя, определяем живое сечение для прохода воздуха и его весовую скорость.

В качестве воздухоохладителей используем калориферы КФС0-10 и КФС0-10 со спирально-навивным оребрением. С целью обеспечения весовой скорости $V_{ж}$ в допустимых пределах $V_{ж} \leq 10$, (см. табл.3) в фасадном сечении воздухоохладителя размещаем два калорифера ($P=2$).

Живое сечение одного калорифера для прохода воздуха $f_{ж} = 0,431 \text{ м}^2$ (см. приложение I).

Тогда живое сечение всей установки для прохода воздуха

$$f_{ж} = f'_{ж} \cdot p = 0,431 \cdot 2 = 0,862 \text{ м}^2$$

Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V_{ж} = \frac{G}{f_{ж} \cdot 3600} = \frac{24,800}{0,862 \cdot 3600} = 8 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}$$

3. Определяем величину относительного изменения теплосодержания воздуха

$$\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} = \frac{J_1 - J_2}{q_{24}(t_{c1} - t_p)} = \frac{15,45 - 9,85}{0,24/30 - 18,5/2,76} = 2,03$$

Учитывая перекрестное движение воздуха и воды в принятых к установке калориферах, вводим поправку $C_1 = 0,97$ (см. табл.3).

Тогда расчетное значение

$$\Delta \bar{J}_p = \frac{\Delta \bar{J}}{C_1} = \frac{2,03}{0,97} = 2,09$$

4. Определяем величину относительного изменения температуры воздуха $\Delta \bar{T}_c$

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p} = \frac{30 - 15,45}{30 - 18,5} = 1,265$$

Учитывая перекрестное движение воздуха и воды вводим поправку $C_2 = 0,98$ (см. табл.3)

Тогда расчетное значение

$$\Delta \bar{T}_{cp} = \frac{\Delta \bar{T}_c}{C_2} = \frac{1,265}{0,98} = 1,29$$

5. Определяем значение критерия R

Находим разность $t_p - t_{в.н.} = 18,5 - 5 = 13,5^\circ\text{C}$

На диаграмме I производим построения аналогичные нанесенному примеру. При $t_p - t_{в.н.} = 13,5^\circ\text{C}$ и

$t_{в.н.} = +5^\circ\text{C}$ находим $R = 2,65$

6. Вычисляем произведение критериев $M_1 R$, а также величины $(1 + M_1 R)$ и $(1 + M_1)$

$M_1 R = 1,175 \cdot 2,65 = 3,11; 1 + M_1 R = 4,11; 1 + M_1 = 1 + 1,175 = 2,175$

7. Определяем расход охлаждающей воды

$W = B_p \cdot G = 1,22 \cdot 24800 = 30250 \text{ кг/час.}$

8. Определяем критерий живых сечений всей установки $\frac{f_{ж}}{\psi}$

а/ принимаем по табл. 3 величину скорости воды в трубах теплообменников $\omega = 0,5 \text{ м/сек;}$

б/ вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{30250}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,5} = 0,0169 \text{ м}^2$$

в/ вычисляем значение $\frac{f_{ж}}{\psi}$ для всей установки

$$\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{0,862}{0,0169} = 51$$

9. Определяем критерий глубины $\frac{F}{f_{ж}}$

(из условия обеспечения требуемого значения $\Delta \bar{J}_p$).

I. Расчет производим по формуле (10) в табл. 2

а/ вычисляем значения величин входящих в уравнение (10).

$V_f = 8, (V_f)^{0,43} = 2,44; \omega = 0,5, \omega^{0,29} = 0,84; \frac{f_{ж}}{\psi} = 51; \left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)^{0,16} = 1,878;$

$1 + M_1 R = 4,11; \Delta \bar{J}_p = 2,09.$

б/ определяем $\frac{F}{f_{ж}}$. Вначале вычисляем

$$\left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{0,53} = \frac{\Delta \bar{J}_P \cdot (VR)^{0,43} \cdot \left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)^{0,16}}{0,145 (1 + M, R) \cdot \omega^{0,25}} =$$

$$= \frac{2,09 \cdot 2,44 \cdot 1,878}{0,145 \cdot 4,11 \cdot 0,84} = 19,1, \text{ откуда } \frac{F}{f_{ж}} = 261$$

П. Производим построения на номограмме I (предназначенной для процессов охлаждения и осушения воздуха)

Выполня построения на номограмме I в последовательности, подробно изложенной в п.9, предыдущего примера 3, в квадрате Б найдем, что $\frac{F}{f_{ж}} = 261$

Ю. Определяем величину поверхности охлаждения и подбираем число калориферов.

$$\text{При } \frac{F}{f_{ж}} = 261, F = \left(\frac{F}{f_{ж}}\right) \cdot f_{ж} = 261 \cdot 0,862 = 225 \text{ м}^2$$

Требуемая поверхность охлаждения $F = 225 \text{ м}^2$ может быть составлена в соответствии с приложением I, из двух ($m_1 = 2$) трехрядных калориферов КФСО-10, каждый из которых имеет поверхность $F_3' = 48,22 \text{ м}^2$, и из двух ($m_2 = 2$) четырехрядных калориферов КФБО-10 с поверхностью калорифера $F_3'' = 64,29 \text{ м}^2$.

Общая поверхность охлаждения всех четырех теплообменников составит требуемую величину

$$F = m_1 \cdot F_3' + m_2 \cdot F_3'' = 2 \cdot 48,22 + 2 \cdot 64,29 = 225 \text{ м}^2$$

Число рядов труб по ходу воздуха во всей установке составит:

$$Z = 3 + 4 = 7 \text{ рядов}$$

II. Определяем схему соединения калориферов по хладоносителю

Требуемое живое сечение установки по ходу хладоносителя составляет $\psi = 0,0169 \text{ м}^2$.

При последовательном соединении калориферов КФСО-10 и КФБО -10 среднее живое сечение по ходу хладоносителя (см. приложение I) составит:

$$\psi_{сп}' = \frac{\psi_1' + \psi_2'}{2} = \frac{0,0193 + 0,0145}{2} = 0,0169 \text{ м}^2$$

В связи с тем, что полученная величина Ψ'_{cp} равна требуемой $\Psi = 0,0169$, все теплообменники воздухоохладителя должны быть соединены по хладоносителю последовательно.

Схема обвязки теплообменников представлена на рис. 8 и представляет собой последовательное соединение всех 4-х теплообменников /вначале соединены два калорифера КФС0-10, затем два калорифера КФБО-10).

12. Определяем критерий глубины $\frac{F}{f_{ж}}$
(из условия обеспечения требуемого значения $\Delta \bar{T}_{cp}$)

1. Расчет производим по формуле (II) в табл.2

а/ Вычисляем значения величин, входящих в уравнение (II).

$$VR = 8, (VR)^{0,25} = 1,685; \omega = 0,5, \omega^{0,15} = 0,9; \frac{f_{ж}}{\Psi} = 51, \left(\frac{f_{ж}}{\Psi}\right)^{0,1} = 1,482;$$

$$1 + M_1 = 2,175; (1 + M_1)^{0,9} = 2,01 \cdot \Delta \bar{T}_{cp} = 1,29.$$

б/ определяем $\frac{F}{f_{ж}}$
Вначале вычисляем

$$\left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{0,35} = \frac{\Delta \bar{T}_{cp} \cdot (VR)^{0,25} \left(\frac{f_{ж}}{\Psi}\right)^{0,1}}{0,255 \cdot (1 + M_1)^{0,9} \cdot \omega^{0,15}} = \frac{1,29 \cdot 1,685 \cdot 1,482}{0,255 \cdot 2,01 \cdot 0,9} = 7,0, \text{откуда } \frac{F}{f_{ж}} = 261$$

П. Производим построения на номограмме 2.

Выполняя построения на номограмме 2 в последовательности изложенной в п.9 и п.12 предыдущего примера 3, найдем в квадрате Б, что $\frac{F}{f_{ж}} = 261$

Результаты расчета величин $\frac{F}{f_{ж}}$ по значениям $\Delta \bar{T}_c$ и $\Delta \bar{T}_p$ совпадают. Если значение поверхности охлаждения для обеспечения $\Delta \bar{T}$ не совпадет с величиной поверхности охлаждения, требуемой для обеспечения $\Delta \bar{T}_c$, то следует руководствоваться рекомендациями п.32 настоящих указаний.

13. Определяем конечную температуру хладоносителя

$$t_{вк.} = t_{вн} + \frac{\Delta T}{B_p} = 5 + \frac{5,6}{1,22} = 5 + 4,6 = 9,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Г4. Определим аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя. При $M_I = 1,175$ процесс осушения характеризуется высокой интенсивностью влаговыделения. Аэродинамическое сопротивление при этих условиях определяется по формулам (15) и (16) с введением коэффициента $K=1,2$; см. п.37.

При $V\gamma = 8$ для калориферов КФСО имеем $\Delta H = 0,335 (V\gamma)^{2,01} \text{жк} = 21,9 \times 1,2 = 26,3 \text{ мм.в.ст.}$

Для калорифера КФБО $\Delta H = 0,431 (V\gamma)^{1,94} \text{жк} = 24,2 \times 1,2 = 29,0 \text{ мм.в.ст.}$

Суммарное аэродинамическое сопротивление составит

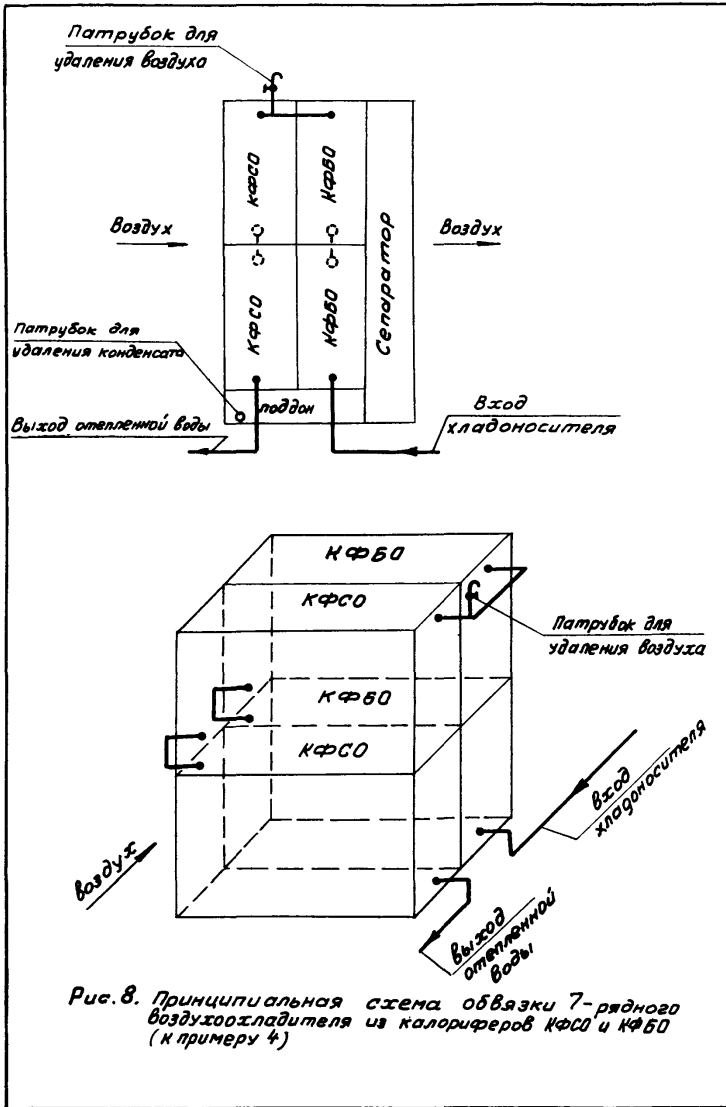
$$\sum \Delta H = 26,3 + 29,0 = 55,3 \text{ мм вод.ст.}$$

На этом теплотехнический расчет считается законченным.

Схема соединения воздухоохладителей показана на рис.8. Процесс в $T-d$ диаграмме представлен на рис.9.

ПРИМЕЧАНИЕ:

Согласно указаниям п. 35 настоящих рекомендаций для калориферов КФСО и КФБО с шахматным расположением оребренных трубок в формулы (I0) и (II), табл. 2, должен быть введен повышающий коэффициент $K = 1,05$, что создаст запас поверхности охлаждения.



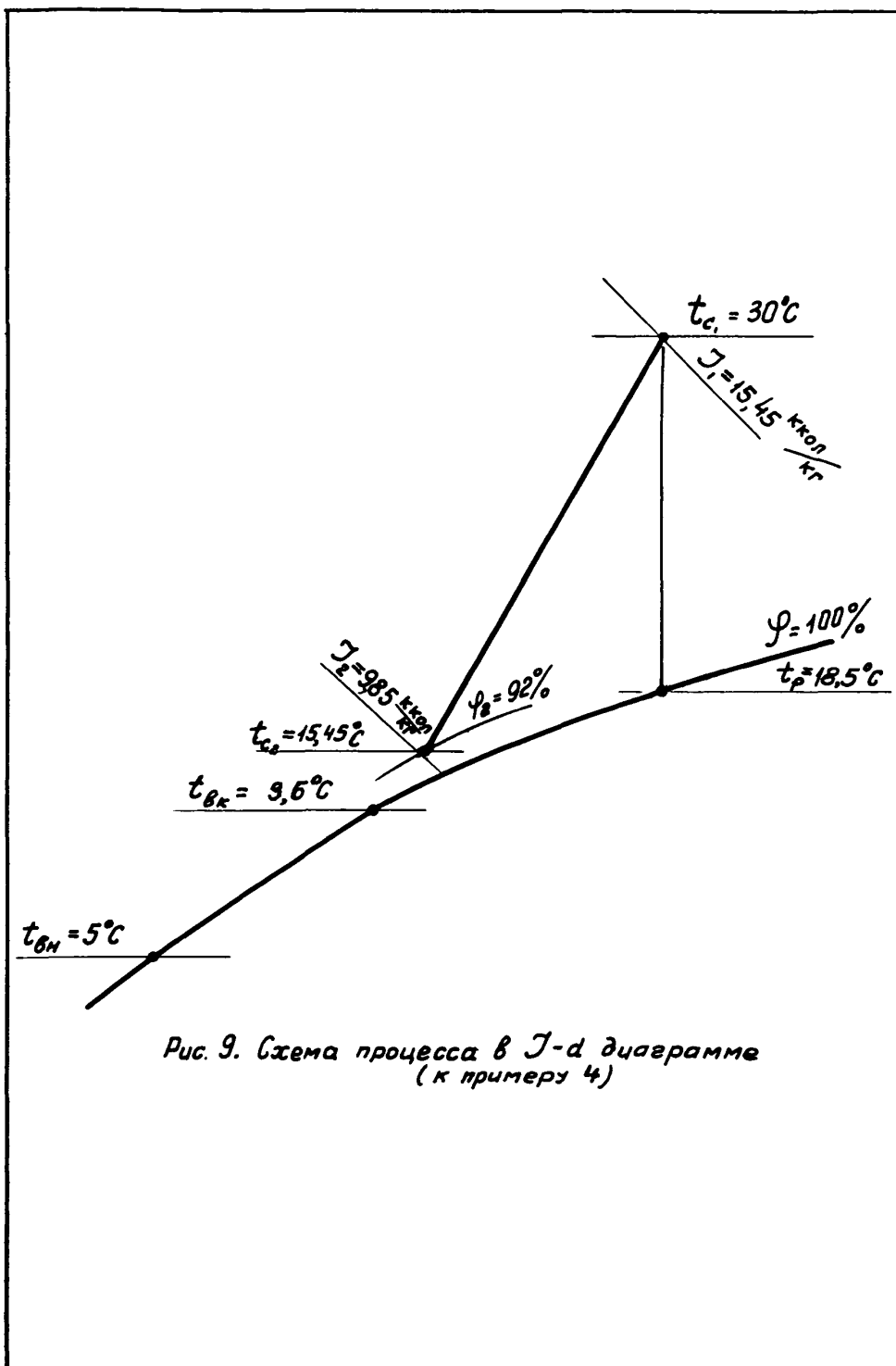


Рис. 9. Схема процесса в J - d диаграмме
(к примеру 4)

Пример 5. Расчет процесса сухого охлаждения воздуха (без влаговыделения $d_1 = d_2 = const$)
Решается обратная задача с помощью номограммы 3.
Для сухого охлаждения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из типовых секций подогрева Кд 8018 и Кд 8019.

Дано: Параметры воздуха и хладоносителя

Воздух начального состояния $t_{c_1} = 28,5^{\circ}\text{C}$
 $\gamma_1 = 12,9$ ккал/кг, $t_p = 13,5^{\circ}\text{C}$ (условия для г.Москвы)
в количестве $G = 79500$ кг/ч охлаждается без изменения влагосодержания в поверхностном воздухоохладителе.
Начальная температура холодной воды $t_{в.н.} = 6^{\circ}$ ($t_{в.н.} < t_p$)
Расход хладоносителя $W = 41000$ кг/ч.

Характеристика воздухоохладителя

Восьмирядный воздухоохладитель состоит из одной двухрядной секции Кд8018 и двух трехрядных секций Кд8019. В фасадном сечении типовой секции подогрева Кд 8018 (или Кд 8019) в соответствии с приложением I, размещается два теплообменника ($p=2$). Общее число теплообменников (элементов), из которых собран воздухоохладитель, равно шести ($m=6$). Каждый теплообменник секции Кд 8018 имеет живое сечение для прохода хладоносителя $\psi' = 0,00356$, для прохода воздуха $f'_{жк} = 1,13$ м² и поверхность нагрева $F'_g = 89,5$ м². Число теплообменников в Кд 8018 равно двум ($m_1=2$). Каждый теплообменник секции Кд 8019 имеет живое сечение для прохода хладоносителя $\psi'' = 0,00534$, для прохода воздуха $f''_{жк} = 1,13$ м² и пов.нагрева $F''_g = 134,34$ м². Число теплообменников в двух секциях Кд 8019 равно четырем ($m_2=4$). Общее число труб в воздухоохладителях по ходу воздуха $Z = 8$.

Определить: Конечные параметры воздуха после воздухоохладителя t_2, t_{c_2} , конечную температуру хладоносителя $t_{в.к.}$ и скорость воды в трубках теплообменников ω .

Решение

I. Определяем достаточные условия для проведения процесса сухого охлаждения воздуха по $d = const$.

а) В п.44 настоящих рекомендаций указывалось, что при $t_{в.н.} < t_p$ сухое охлаждение будет иметь место, когда V_p практически равен или меньше теоретического значения V_t .

б) Вычисляем значение критерия M_I

$$M_I = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p} = \frac{13,5 - 6}{28,5 - 13,5} = 0,5.$$

в) Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя V_t .

$$V_t = \frac{C_p}{M_1 C_B} = \frac{0,224}{0,5 \times 1} = 0,48.$$

г) Вычисляем действительное значение относительного расхода хладоносителя

$$V_p = \frac{W}{G} = \frac{41000}{79500} = 0,515.$$

Сравнение значений V_p и V_t показывает, что они практически равны. Это является достаточным условием для осуществления сухого охлаждения воздуха $d_1 = d_2 = const$, несмотря на весьма низкую начальную температуру холодной воды $t_{в.н.} = 6^\circ C$, значительно меньше точки росы воздуха $t_p = 13,5^\circ C$. Расчет проводим по номограмме 3. Если же, как это показано в примере 3, расход хладоносителя увеличить до 77100 кг/час, что соответствует $V_p = 1$, то в воздухоохладителе будет осуществляться процесс осушения воздуха при той же $t_{в.н.} = 6^\circ C$.

2. Определяем критерий глубины установки $\frac{F}{f_{жс}}$. Суммарная поверхность охлаждения всей установки составит

$$F = m_1 \cdot F_3' + m_2 \cdot F_3'' = 2 \cdot 89,5 + 4 \cdot 134,3 = 716 \text{ м}^2.$$

Живое сечение установки для прохода воздуха при размещении двух теплообменников в фасадном сечении равно

$$f_{жс} = \rho \cdot f_{жс}' = 2 \cdot 1,13 = 2,26 \text{ м}^2.$$

Тогда критерий глубины

$$\frac{F}{f_{жс}} = \frac{716}{2,26} = 317.$$

3. Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V_j = \frac{G}{3600 \cdot f_{жс}} = \frac{79500}{3600 \cdot 2,26} = 9,8 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

4. Определяем критерий живых сечений для всей установки $\frac{F_{жс}}{\psi}$.

а/ Принимаем по табл.8, с учетом рекомендаций п.26, скорость воды в трубках теплообменников $\omega = 0,4$ м/сек.

б/ Вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{41000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,4} = 0,0285 \text{ м}^2$$

в/ Вычисляем значение $\frac{F_{жс}}{\psi}$ для всей установки

$$\frac{F_{жс}}{\psi} = \frac{2,226}{0,0285} = 79,3.$$

5. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

Живое сечение установки для прохода хладоносителя ψ при параллельно соединенных теплообменниках (или их группах) n_1 и n_2 определяется по уравнению

$$\psi = n_1 \psi'_1 + n_2 \psi'_2$$

При параллельном соединении всех шести теплообменников ($n_1 = 2$ и $n_2 = 4$) получим требуемое живое сечение установки

$$\psi = 2 \times 0,00356 + 4 \times 0,00534 = 0,0285 \text{ м}^2.$$

Схема обвязки воздухоохладителя с параллельным соединением по хладоносителю всех шести теплообменников представлена на рис. 10.

6. Определяем начальную движущую силу теплообмена ($t_{c_1} - t_{в.н.}$)

$$t_{c_1} - t_{в.н.} = 28,5 - 6 = 22,5^\circ\text{C}.$$

7. Определяем величину охлаждения воздуха в поверхностном охладителе Δt_c .

Производим построения по номограмме 3

В квадрате Б:

а) на шкале $\frac{F}{F_{жс}}$ откладываем $\frac{F}{F_{жс}} = 317$, точка 1;

б) на шкале $\frac{F_{жс}}{\psi}$ откладываем $\frac{F_{жс}}{\psi} = 79,3$, точка 2;

в) находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\frac{F}{F_{жс}} = 317$ с вертикальной прямой $\frac{F_{жс}}{\psi} = 79,3$;

г) на шкале ω откладываем $\omega = 0,4$ м/сек, точка 4;

д/ находим точку 5 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 3, с вертикальной линией $\omega = 0,4$ м/сек.

В квадрате А:

е) на шкале $\nu\gamma$ откладываем $\nu\gamma = 9,8$ кг/м² сек.
точка 6;

ж) на пересечении горизонтальной прямой, проведенной из точки 5 в квадрат А с вертикальной линией $\nu\gamma = 9,8$ находим точку 7;

з) откладываем на шкале $(t_{c_1} - t_{в.н.})$ значение $(t_{c_1} - t_{в.н.}) = 22,5^{\circ}\text{C}$, точка 8;

и) находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7 с вертикальной линией $(t_{c_1} - t_{в.н.}) = 22,5$, проведенной из точки 8;

к) из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой Δt_c , точка 10, в которой находим отчет $\Delta t_c = 14,35^{\circ}\text{C}$.

Аналогичное значение Δt_c получаем и по формуле (14) в таблице 7.

8. Определяем конечную температуру воздуха t_{c_2} после воздухоохладителя.

Вводим поправку $C_2 = 0,98$, (см.табл. 8) на перекрестное движение теплообменивающихся сред в секциях Кд 8018 и Кд 8019. Тогда:

$$\Delta t = \Delta t_c \cdot C_2 = 14,35 \times 0,98 = 14,1.$$

Вычисляем конечную температуру воздуха

$$t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta t = 28,5 - 14,1 = 14,4^{\circ}\text{C}.$$

9. Определяем конечную температуру отепленной воды после воздухоохладителя

$$t_{в.н.} = t_{в.к.} + \frac{(t_{c_1} - t_{c_2}) \cdot C_p}{B_p} = 6 + \frac{14,1 \times 0,24}{0,515} = 6 + 6,57 = 12,6^{\circ}\text{C}.$$

10. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя.

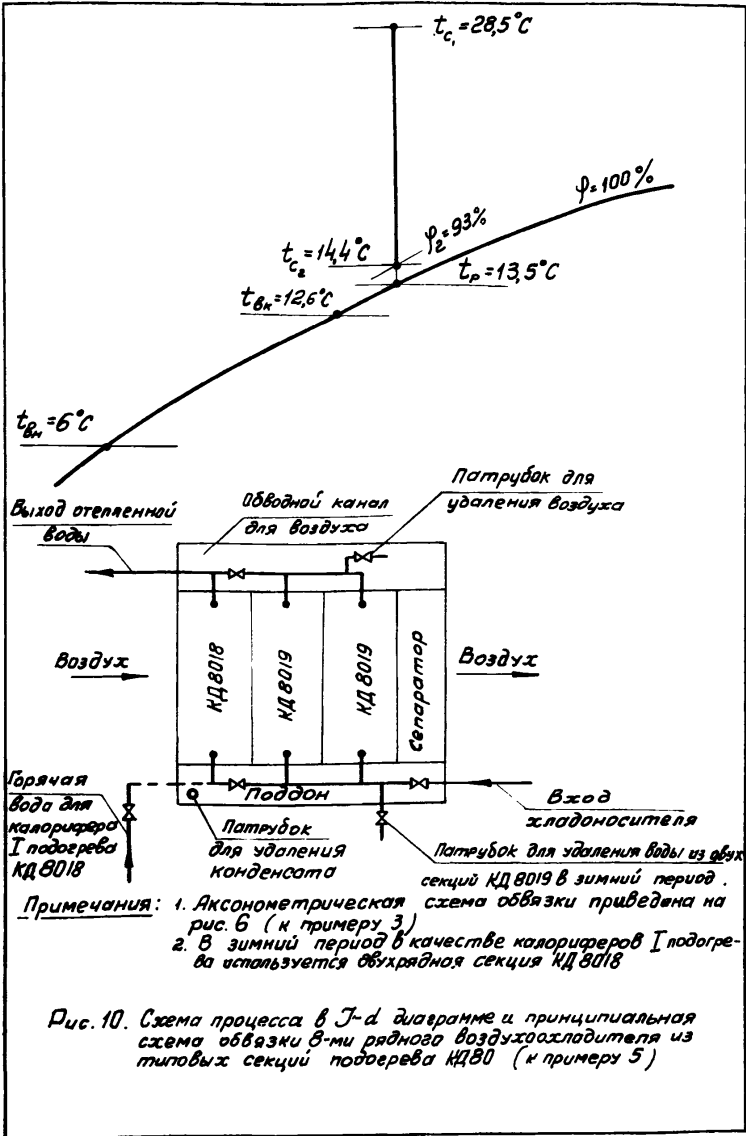
Согласно табл. 4 для сухого охлаждения воздуха расчет производим по формуле $\Delta H = 0,0866 Z (\nu\gamma)^{1,87}$.

При $Z = 8$ и $\nu\gamma = 9,8$ имеем

$$\Delta H = 0,0866 \times 8 \times 71,6 = 49,6 \text{ мм. вод. ст.}$$

На этом теплотехнический расчет считается законченным.

Процесс в $J-d$ диаграмме и схема соединения воздухоохладителей представлены на рис. 10.



Пример 6. Расчет процесса сухого охлаждения воздуха (без влаговыделения $d_1 = d_2 = const$).
Решается прямая задача с помощью номограммы 3.
Для сухого охлаждения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из типовых секций подогрева Кд 12019.

Дано: Воздух начального состояния $t_{c_1} = 28,5^{\circ}\text{C}$,
 $J_1 = 12,9$ ккал/кг, $t_p = 13,5^{\circ}\text{C}$ (условия для гор.Москвы) в количестве $G = 115000$ кг/час
требуется охладить в поверхностном воздухоохладителе при $d = const$ до состояния $t_{c_2} = 22,15^{\circ}\text{C}$.
Начальная температура холодной воды, поступающей в воздухоохладитель после градирни $t_{в.н.} = 21,4^{\circ}\text{C}$.

Определить: Поверхность охлаждения воздухоохладителя F ,
расход холодной воды W и конечную температуру хладоносителя $t_{в.к.}$.

Решение

1. Определяем достаточные условия для сухого охлаждения воздуха.

Согласно рекомендациям в пп. 44 температура холодной воды $t_{в.н.} > t_p$ является одновременно необходимым и достаточным условием для сухого охлаждения воздуха, независимо от расхода хладоносителя.

2. Выбираем тип воздухоохладителя, определяем живое сечение для прохода воздуха и его весовую скорость.

Для охлаждения $G = 115000$ кг/ч воздуха принимаем к установке воздухоохладитель, который будет состоять из типовых трехрядных секций подогрева Кд 12019 (см. приложение I). В фасадном сечении секции Кд 12019 размещены четыре теплообменника ($P=4$), каждый из которых имеет живое сечение для прохода воздуха $f'_{жс} = 0,888$ м².

Тогда живое сечение всей установки для прохода воздуха составит:

$$f_{жс} = f'_{жс} \cdot P = 0,888 \times 4 = 3,55 \text{ м}^2.$$

Определяем весовую скорость воздуха

$$v_f = \frac{G}{f_{жс} \times 3600} = \frac{115000}{3,55 \times 3600} = 9 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

3. Определяем величину охлаждения воздуха в поверхностном охладителе

$$\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2} = 28,5 - 22,15 = 6,35^\circ\text{C}.$$

Вводим поправку $C_2 = 0,98$ (см. табл. 8) на перекрестное движение воздуха и воды в теплообменниках Кд 12019.

С учетом этой поправки расчетный перепад температур составит:

$$\Delta t_{ср} = \frac{6,35}{0,98} = 6,5^\circ\text{C}.$$

4. Определяем начальную движущую силу теплообмена

$$t_{c_1} - t_{в.н.} = 28,5 - 21,4 = 7,1^\circ\text{C}.$$

5. Определяем относительный расход хладоносителя V_p учитывая величину охлаждения воздуха $\Delta t_c = 6,35^\circ\text{C}$ при небольшой начальной движущей силе теплообмена $(t_{c_1} - t_{в.н.}) = 7,1^\circ\text{C}$

выбираем в табл.8 значение $V_p = I$.

6. Вычисляем расход охлаждающей воды W

$$W = V_p \cdot G = I \cdot 115000 = 115000 \text{ кг/час}$$

$\frac{f_{ж}}{\psi}$ 7. Определяем критерий живых сечений для всей установки

а/ Рекомендации п.26 заключаются в том, чтобы величина ψ всей установки при принятой скорости ω была кратной величине ψ одного теплообменника. Исходя из этого, принимаем по табл.8 Скорость воды в трубах теплообменников $\omega = 0,98 \text{ м/сек.}$

б/ Вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладонотителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{115000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,98} = 0,0325 \text{ м}^2$$

в/ Вычисляем значение

$$\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{3,55}{0,0325} = 109$$

8. Определяем критерий глубины $\frac{F}{f_{ж}}$

Производим построения на номограмме 3.

В квадрате А:

а/ на шкале Δt_c откладываем значение $\Delta t_c = 6,5$, точка 1;

б/ на шкале $(t_c - t_{в.н})$ откладываем значение $(t_c - t_{в.н}) = 7,1^\circ\text{C}$, точка 2;

в/ находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\Delta t_c = 6,5$ с вертикальной прямой $(t_c - t_{в.н}) = 7,1^\circ\text{C}$;

г/ на шкале (V_f) откладываем значение $V_f = 9 \text{ кг/м}^2\text{сек}$, точка 4;

д/ находим точку 5 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 3 с вертикальной линией, соответствующей $V_f = 9$.

В квадрате Б:

е/ на шкале ω откладываем значение $\omega = 0,98 \text{ м/сек}$, точка 6;

ж/ на пересечении горизонтальной прямой, проведенной из точки 5 в квадрат Б с вертикальной линией $\omega = 0,98$ находим точку 7;

з/ откладываем на шкале $\frac{f_{жк}}{\psi}$ значение $\frac{f_{жк}}{\psi} = 109$, точка 8;

ж/ находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7 с вертикальной линией $\frac{f_{жк}}{\psi} = 109$, проведенной из точки 8;

к/ из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой $\frac{F}{f_{жк}}$, точка 10, в которой находим ответ $\frac{F}{f_{жк}} = 475$.

Аналогичное значение $\frac{F}{f_{жк}}$ получим по формуле (14) в табл.7

9. Определяем поверхность охлаждения и подбираем число секций теплообменников

При $\frac{F}{f_{жк}} = 475$ получим $F = \left(\frac{F}{f_{жк}}\right) \cdot f_{жк} = 475 \cdot 3,55 = 1688 \text{ м}^2$

Определяем число теплообменников (элементов), из которых состоит воздухоохладитель, учитывая, что поверхность каждого теплообменника составляет $F_3 = 104 \text{ м}^2$ (см. приложение I).

$$m = \frac{F}{F_3} = \frac{1688}{104} = 16$$

Учитывая, что в каждой секции Кд I2019 содержится четыре теплообменника ($P=4$), следует принять к установке

$\frac{16}{4} = 4$ трехрядных секции подогрева Кд I2019.

При этом число рядов оребренных труб во всей установке по ходу воздуха составит:

$$Z = 4 \times 3 = 12 \text{ рядов}$$

10. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

Живое сечение установки для прохода хладоносителя ψ складывается из суммы живых сечений параллельно-соединенных теплообменников (или их групп).

При требуемой для всей установки величине $\psi = 0,0325 \text{ м}^2$ вычисляем число групп теплообменников n , параллельно соединенных по хладоносителю, учитывая, что живое сечение у каждой группы составляет $\psi' = 0,0042 \text{ м}^2$, (см. приложение I).

$$n = \frac{\psi}{\psi'} = \frac{0,0325}{0,0042} \approx 8 \text{ групп}$$

Число теплообменников последовательно соединенных в каждой группе составит

$$\frac{m}{n} = \frac{16}{8} = 2$$

Таким образом, общая схема обвязки воздухоохладителя, представленная на рис. II и обеспечивающая требуемое живое сечение для прохода хладоносителя $\psi = 0,0825 \text{ м}^2$, представляет собой параллельное соединение восьми групп теплообменников. В каждой группе по высоте установки расположено два теплообменника.

II. Определяем конечную температуру отепленной воды

$$t_{в.к} = t_{в.н} + \frac{\Delta t_c \cdot C_p}{E_p} = 21,4 + \frac{6,35 \cdot 0,24}{1} = 21,4 + 1,52 = 22,92^\circ\text{C}$$

12. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя .

Согласно табл. 4 для сухого охлаждения воздуха расчет ведем по формуле:

$$\Delta H = 0,0866 \times Z (v_f)^{1,87}$$

При $Z = 12$ и $v_f = 9$ получим :

$$\Delta H = 0,0866 \times 12 \times 61 = 1,04 \times 61 = 63,5 \text{ мм вод.ст.}$$

На этом теплотехнический расчет считается законченным.

Схема соединения воздухоохладителей по хладоносителю показана на рис. II. Процесс в $J-d$ диаграмме представлен на рис. I2.

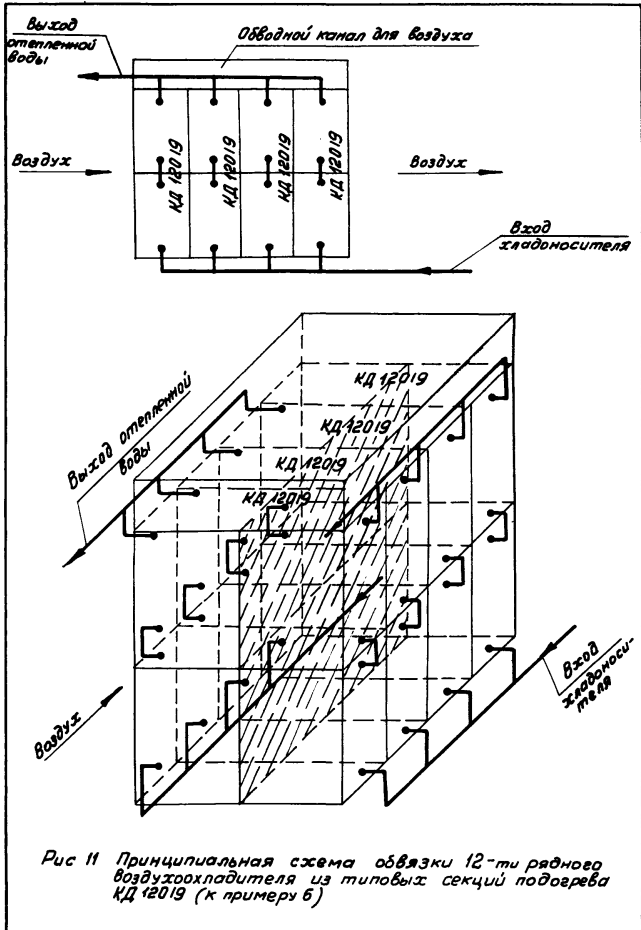


Рис 11 Принципиальная схема обвязки 12-ти рядного воздухоохладителя из типовых секций подогрева КД 12019 (к примеру б)

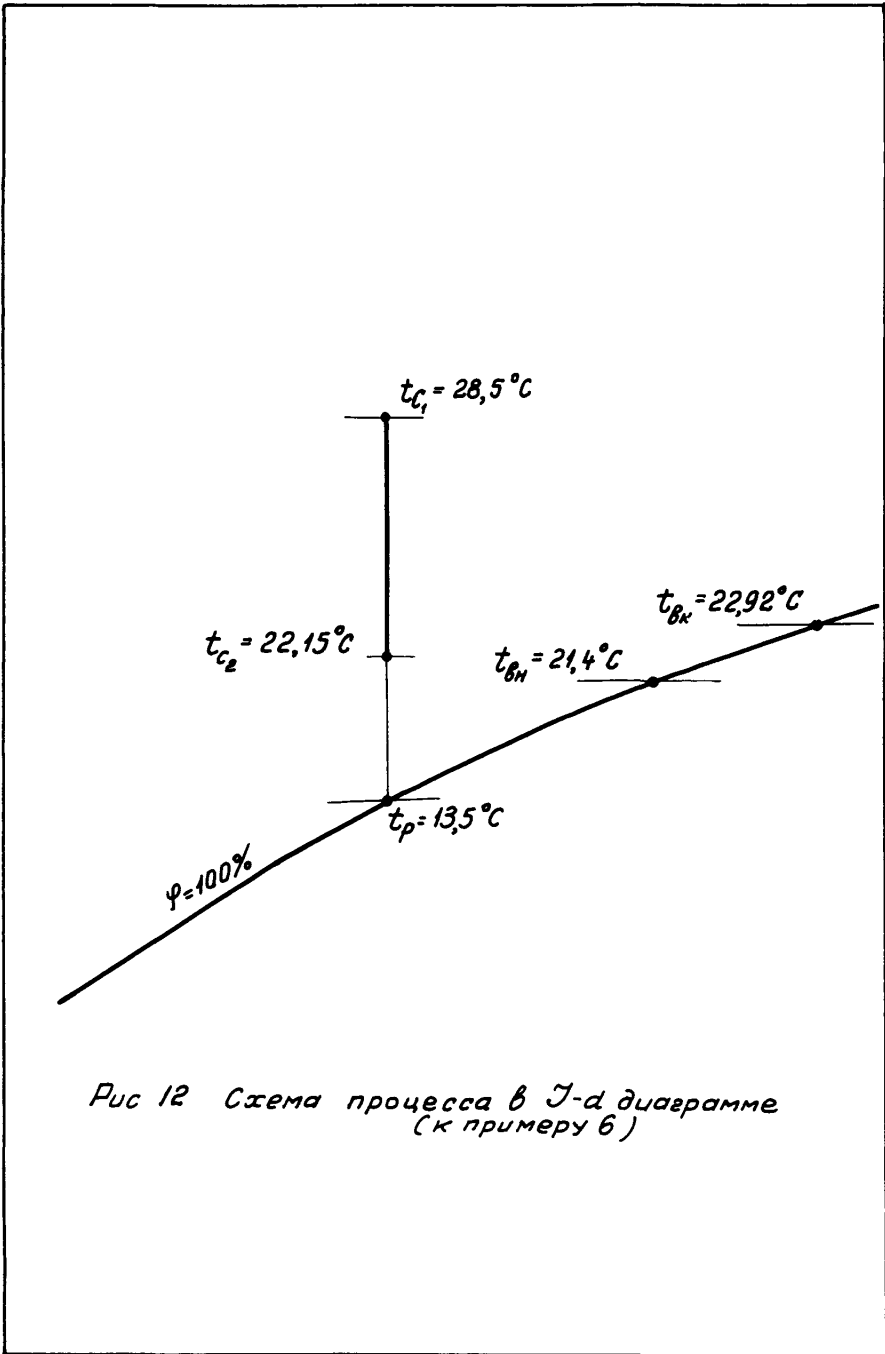


Рис 12 Схема процесса в $T-d$ диаграмме
(к примеру 6)

Пример 7. Расчет совместной работы поверхностного теплообменника на режиме сухого охлаждения воздуха и водоохлаждающей оросительной камеры.

Для сухого охлаждения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из пластинчатых многоходовых калориферов К4ВП № II. Для охлаждения циркуляционной воды применена типовая оросительная камера.

Дано: Воздух начального состояния $t_{c_1} = 28,5^{\circ}\text{C}$, $\mathcal{I}_1 = 12,9$ ккал/кг, $t_p = 13,5^{\circ}\text{C}$ (условия для г.Москвы) в количестве $G = 115000$ кг/час требуется охладить в поверхностном воздухоохладителе без изменения влагосодержания ($d_1 = d_2 = \text{const}$) до состояния $t_{c_2} = 22,15^{\circ}\text{C}$.

Определить: I. Поверхность охлаждения воздухоохладителя F , расход холодной воды в охладителе W , начальную температуру и конечную температуру воды $t_{в.н.}$ и $t_{в.к.}$
II. типоразмер оросительной камеры; ее коэффициент орошения "В" и количество проходящего через нее воздуха G_k .

Решение

Расчет совместной работы поверхностных воздухоохладителей и водоохлаждающей камеры состоит из двух частей: из расчета поверхностного теплообменника и расчета оросительной камеры, предназначенной для охлаждения воды, циркулирующей в воздухоохладителе.

При расчете совместной работы поверхностного охладителя и камеры требуется увязка 13 независимых переменных. Для облегчения расчета следует руководствоваться методикой изложенной в п.Б1 настоящих рекомендаций.

I. Расчет поверхностного воздухоохладителя. Цель данного расчета заключается в определении расхода холодной воды W и ее начальной температуры $t_{в.н.}$, которые необходимы для получения требуемых конечных параметров воздуха t_{c_2} после воздухоохладителя с выбранными конструктивными параметрами F, ψ, φ, β и β'

I. Выбираем тип воздухоохладителя, определяем живое сече-

ние для прохода воздуха и его весовую скорость.

Принимаем к установке воздухоохладитель, который будет состоять из пластинчатых многоходовых калориферов К4ВП № II, имеющих $\psi' = 0,00271 \text{ м}^2$, $f'_{ж} = 0,638 \text{ м}^2$ и $F_s = 69,9 \text{ м}^2$ (прил. I).

При расходе воздуха $G = 115000 \text{ кг/час}$ для обеспечения весовой скорости в пределах рекомендуемых табл. 8, в фасадном сечении размещаем шесть калориферов ($P=6$).

Тогда живое сечение установки для прохода воздуха

$$f_{ж} = f'_{ж} \cdot P = 0,638 \times 6 = 3,83 \text{ м}^2.$$

Определяем весовую скорость воздуха

$$v_{ж} = \frac{G}{3600 \times f_{ж}} = \frac{115000}{3600 \times 3,83} = 8,34 \text{ кг/м}^2 \text{ сек.}$$

2. Определяем расход охлаждающей воды.

По рекомендациям п. 61 принимаем относительный расход хладоносителя в теплообменнике $V_p = 1$. Тогда

$$W = V_p G = 1 \cdot 115000 = 115000 \text{ кг/час.}$$

3. Определяем критерий живых сечений ($\frac{f_{ж}}{\psi}$) и схему соединения калориферов по хладоносителю:

а) выбирая скорость воды в трубах теплообменников ω необходимо учитывать, чтобы живое сечение всей установки ψ было кратным живому сечению одного теплообменника ψ' . Выбираем скорость $\omega = 1,18 \text{ м/сек}$, (см. п. 61, 3);

б) вычисляем живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{115000}{3600 \cdot 1000 \cdot 1,18} = 0,0271 \text{ м}^2;$$

в) определяем число параллельно соединенных калориферов

$$n = \frac{\psi}{\psi'} = \frac{0,0271}{0,00271} = 10 \text{ шт.}$$

Следовательно, схема обвязки калориферов, рис. 13, должна представлять собой параллельно соединенные 10 групп калориферов с живым сечением каждой группы $\psi = 0,00271 \text{ м}^2$.

г) определяем значение ($\frac{f_{ж}}{\psi}$) для всей установки.

$$\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{3,83}{0,0271} = 141,5.$$

4. Вычисляем величину охлаждения воздуха

$$\Delta t_c = t_{c1} - t_{c2} = 28,5 - 22,15 = 6,35^\circ \text{C.}$$

Вводим поправку $C_2=0,98$ на перекрестное движение воды в калориферах К4ВП. Тогда

$$\Delta t_{C.P.} = \frac{\Delta t}{C_2} = \frac{6,35}{0,98} = 6,49^\circ\text{C}.$$

5. Определяем критерий глубины воздухоохладителя $\left(\frac{F}{F_{\text{ис}}}\right)$. Принимаем (предварительно) значения критерия глубины $\left(\frac{F}{F_{\text{ис}}}\right)=470$ (см. также результаты расчета в примере 6, где для аналогичных условий получено $\frac{F}{F_{\text{ис}}} = 475$).

6. Определяем начальную движущую силу теплообмена $(t_{c_1} - t_{в.н.})$:
а) по номограмме 3, при известных $\left(\frac{F}{F_{\text{ис}}}\right)$, $\left(\frac{F}{F_{\text{ис}}}\right)$, ω ($\nu \gamma$) и $\Delta t_{C.P.}$, решаем обратную задачу и находим величину $t_{c_1} - t_{в.н.} = 7,1^\circ\text{C}$;

б) аналогичный результат получим и по формуле (14).

7. Определяем начальную температуру охлаждающей воды

$$t_{в.н.} = t_{c_1} - (t_{c_1} - t_{в.н.}) = 28,5 - 7,1 = 21,4^\circ\text{C}.$$

8. Определяем конечную температуру воды после воздухоохладителя

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{(t_{c_1} - t_{c_2}) C_P}{B_P} = 21,4 + \frac{6,35 \times 0,24}{1} = 22,92^\circ\text{C}.$$

9. Определяем поверхность охлаждения всей установки при $\left(\frac{F}{F_{\text{ис}}}\right) = 470$

$$F = \left(\frac{F}{F_{\text{ис}}}\right) F_{\text{ис}} = 470 \cdot 3,83 = 1800 \text{ м}^2.$$

Вычисляем число калориферов К4ВП, из которых собирается воздухоохладитель.

$$m = \frac{F}{F_3} = \frac{1800}{69,9} = 25,8 \text{ шт.}$$

По конструктивным соображениям устанавливаем 30 калориферов. В фасадном сечении установки размещено 6 калориферов. Следовательно, по глубине будет установлено 5 рядов калориферов, в каждом из которых по 6 калориферов.

Суммарная поверхность охлаждения калориферов составит $30 \cdot 69,9 = 2100 \text{ м}^2$, что обеспечит запас в 17% $\left(\frac{F}{F_{\text{ис}}} \approx 548\right)$.

10. Уточняем схему соединения калориферов по хладоносителю.

Число калориферов последовательно соединенных в каждой группе, при числе параллельных групп $n=10$, будет равно

$$\frac{m}{n} = \frac{30}{10} = 3 \text{ калорифера}.$$

Схема соединений калориферов по теплоносителю показана на рис. 13.

II. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя.

Для пластинчатых калориферов типа КФБ, имеющих внешнее оребрение аналогичное калориферам типа К4ВП, величина ΔH определяется по формуле (20). При $(V\gamma) = 8,34$ кг/м²сек и при пяти последовательно установленных калориферах получим

$$\Delta H = 0,175.5 (V\gamma)^{1,72} = 33 \text{ мм. вод. ст.}$$

Таким образом, в воздухоохладителе с выбранными конструктивными параметрами ($F = 2100$ м²; $\Psi = 0,0271$ м²; $l_{жк} = 3,83$ м²) будет обеспечено охлаждение 115000 кг/ч воздуха от $t_{с1} = 28,5^{\circ}\text{C}$ до $22,15^{\circ}\text{C}$. При этом температура охлаждающей воды должна быть $t_{в.н.} = 21,4^{\circ}\text{C}$, $t_{в.к.} = 22,92$ ($\sim 23^{\circ}\text{C}$). и расход охлаждающей воды $W = 115000$ кг/час.

П. Расчет охлаждения воды в оросительной камере

Цель этого расчета заключается в подборе оросительной камеры, которая должна обеспечить требуемую для работы воздухоохладителя величину охлаждения воды при контакте ее с наружным воздухом. В данном случае решается прямая задача с помощью номограммы 4 (методика расчета см. в табл. 14).

Дано: Для обеспечения работ поверхностного охладителя (охлаждающего воздух в количестве $G = 115000$ кг/ч от $28,5^{\circ}\text{C}$ до $22,15^{\circ}\text{C}$) требуется охладить циркуляционную воду в количестве $W = 115000$ кг/час от $t_{в.н.} = 22,92^{\circ}\text{C}$ до $t_{в.к.} = 21,4^{\circ}\text{C}$.

Вода с температурой $t_{в.к.} = 21,4^{\circ}\text{C}$ подается в поверхностный охладитель (см. рис. 13). Начальные параметры воздуха перед входом в камеру соответствуют расчетным условиям для гор. Москвы $t_{с1} = 28,5^{\circ}\text{C}$, $\gamma_1 = 12,9$ ккал/кг, $t_p = 13,5^{\circ}\text{C}$.

Определить: Коэффициент орошения B , количество охлаждающего воздуха G_k и номинальную производительность оросительной камеры, оснащенной форсунками $d_o = 3,5$ мм.

Решение

1. Расчет производим по номограмме 4. Определяем начальную гигрометрическую разность температур воздуха

$$\Delta t_p = 28,5 - 13,5 = 15^{\circ}\text{C}.$$

2. Определяем критерий относительного изменения температуры воды $\Delta \bar{T}_B$.

$$\Delta \bar{T}_B = \frac{t_{в.к.} - t_{в.н.}}{t_c - t_p} = \frac{21,4 - 22,92}{28,5 - 13,5} = -0,101.$$

3. Определяем коэффициент орошения В по номограмме 4:

а) на шкале абсцисс (в квадрате Б) откладываем $t_{в.н.} = 22,92^{\circ}\text{C}$ и проводим вертикальную прямую до пересечения в точке "а" с кривой, соответствующей известному значению $t_p = 13,5^{\circ}\text{C}$;

б) из точки "а" проводим горизонтальную прямую (в квадрат А) до пересечения в точке "б" с кривой, соответствующей вычисленному значению $\Delta t_p = 15^{\circ}\text{C}$;

в) из точки "б" проводим прямую параллельную наклонным направляющим до пересечения с нею шкалой α в точке "с";

г) на шкале $\Delta \bar{T}_B$ для камер с форсунками $d_0 = 3,5$ мм откладываем значение $\Delta \bar{T}_B = -0,101$;

д) соединяем прямой линией точку "с" со значением $\Delta \bar{T}_B = -0,101$ и продолжаем ее до пересечения со шкалой В.

В точке пересечения читаем ответ $V = 1,3$.

е) аналогичный результат получим и в результате вычисления по расчетной формуле (23) $\Delta \bar{T}_B = 0,15 (1 + M, R) R^{-0,3} \bar{B}^{0,37}$

при $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p} = -0,628$, $R = 3,33$ и $\Delta \bar{T}_B = -0,101$.

4. Определяем количество охлаждающего воздуха.

$$G_H = \frac{W}{B} = \frac{115000}{1,3} = 88500 \text{ кг/час.}$$

5. На это количество подбираем двухрядную оросительную камеру Кд 8002 с плотностью расположения форсунок $n = 18$ шт/м²ряд..

Определяем весовую скорость воздуха в оросительной камере.

$$v_f = \frac{G}{3600 \times f_{жс}} = \frac{88500}{3600 \times 7,9} = 3,1 \text{ кг/м}^2\text{сек.}$$

При общем числе форсунок в двухрядной камере $i = 288$ шт. производительность одной форсунки составит

$$q = \frac{W}{i} = \frac{115000}{288} = 400 \text{ кг/час.}$$

По графику зависимости q от давления воды (см. приложение 5) найдем, что при $d_0 = 3,5$ мм требуемая величина $q = 400$ кг/час обеспечивается при давлении воды равном $P_0^y = 3,6$ атм.

6. Количество тепла отведенного в камере составит

$$Q = W \cdot \Delta t_B = 115000 \times 1,52 = 175000 \text{ ккал/час.}$$

Повышение теплосодержания воздуха, охлаждающего воду, составит

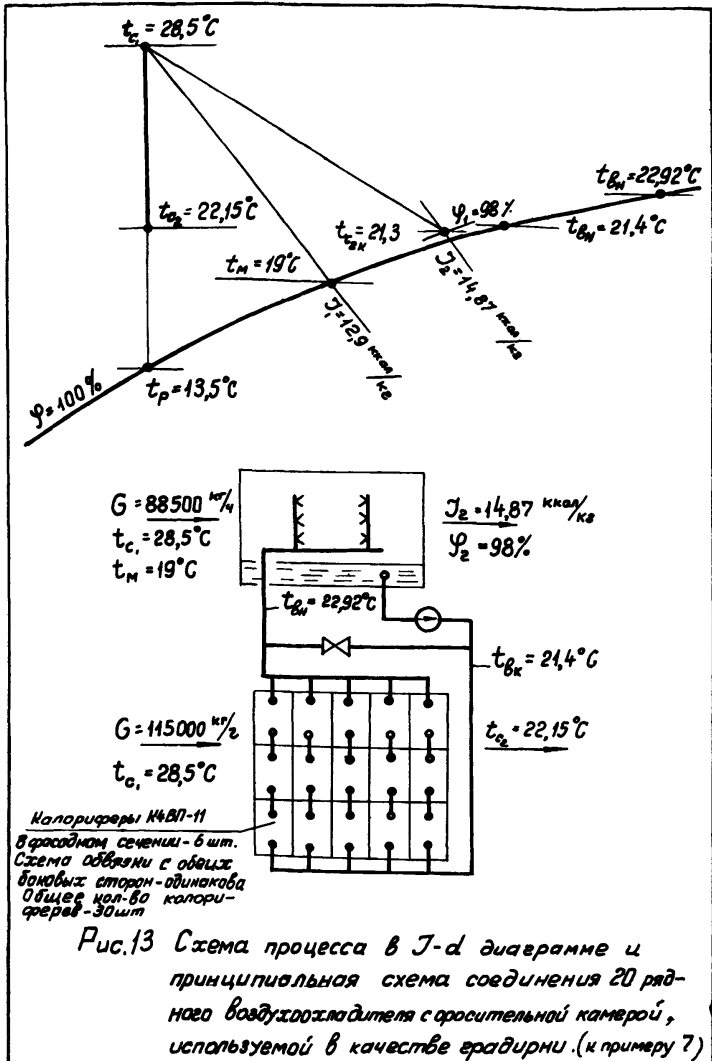
$$\Delta J = \frac{Q}{G} = \frac{175000}{88500} = 1,97 \text{ ккал/кг}$$

Теплосодержание воздуха после оросительной камеры (градирни) составит

$$J_2 = J_1 + \Delta J = 12,9 + 1,97 = 14,87 \text{ ккал/кг}$$

при относительной влажности воздуха $\varphi_2 \approx 98\%$.

На этом теплотехнический расчет считается законченным. Процесс охлаждения воды и повышения теплосодержания воздуха в $J-d$ диаграмме представлен на рис. 13.



УШ. РАСЧЕТНЫЕ НОМОГРАММЫ И ДИАГРАММЫ

Номаграмма 2

Номаграмма для расчета процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях по методу канд. техн. наук Л.М. Зусмановича

Номаграмма составлена по формуле $\Delta \bar{T}_c = 0,25(1+M)^{0,9}(V\gamma)^{-0,25}\omega^{0,15}\left(\frac{F}{F_{жк}}\right)^{0,35}\left(\frac{F_{жк}}{\Psi}\right)^{-0,1}$.

Характер аребрения: $d_H = 22 \text{ мм}$; $d_{H1} = 18 \text{ мм}$; $h = 10 \text{ мм}$; $\tau = 4 \text{ мм}$; $\delta = 0,4 \text{ мм}$.

Условия: $t_{H1} < t_p$; $21 \geq (B_p \frac{W}{G}) \geq 0,45$; $B_p(1+5)B_T$; $B_T = \frac{c_p}{M_1 c_{в}}$; $35^\circ\text{C} \geq (t_c - t_p) \geq 2,0^\circ\text{C}$; $25 \geq t_{H1} \geq 0^\circ\text{C}$; $4^\circ \leq t_p \leq 27^\circ\text{C}$.

Обозначения:

$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_c - t_{св}}{t_c - t_p}$; $M_1 = \frac{t_p - t_{вн}}{t_c - t_p}$; $R = 1 + 2,34a$; $a = \frac{P_H - P_{вн}}{t_p - t_{вн}}$.

- $V\gamma$ - весовая скорость воздуха, $\text{кг/м}^2\text{сек}$;
 - ω - скорость хладоносителя в трубках теплообменников, м/сек ;
 - F - поверхность воздухоохладителя, м^2 ;
 - $F_{жк}$ - живое сечение для прохода воздуха, м^2 ;
 - Ψ - живое сечение для прохода хладоносителя, м^2 ;
 - W - расход хладоносителя, кг/ч ;
 - G - расход воздуха, кг/ч ;
- Решение прямой задачи приведено в примере 3, обратной задачи - в примере 1.

Схемы решения теплотехнических задач
Обратные задачи

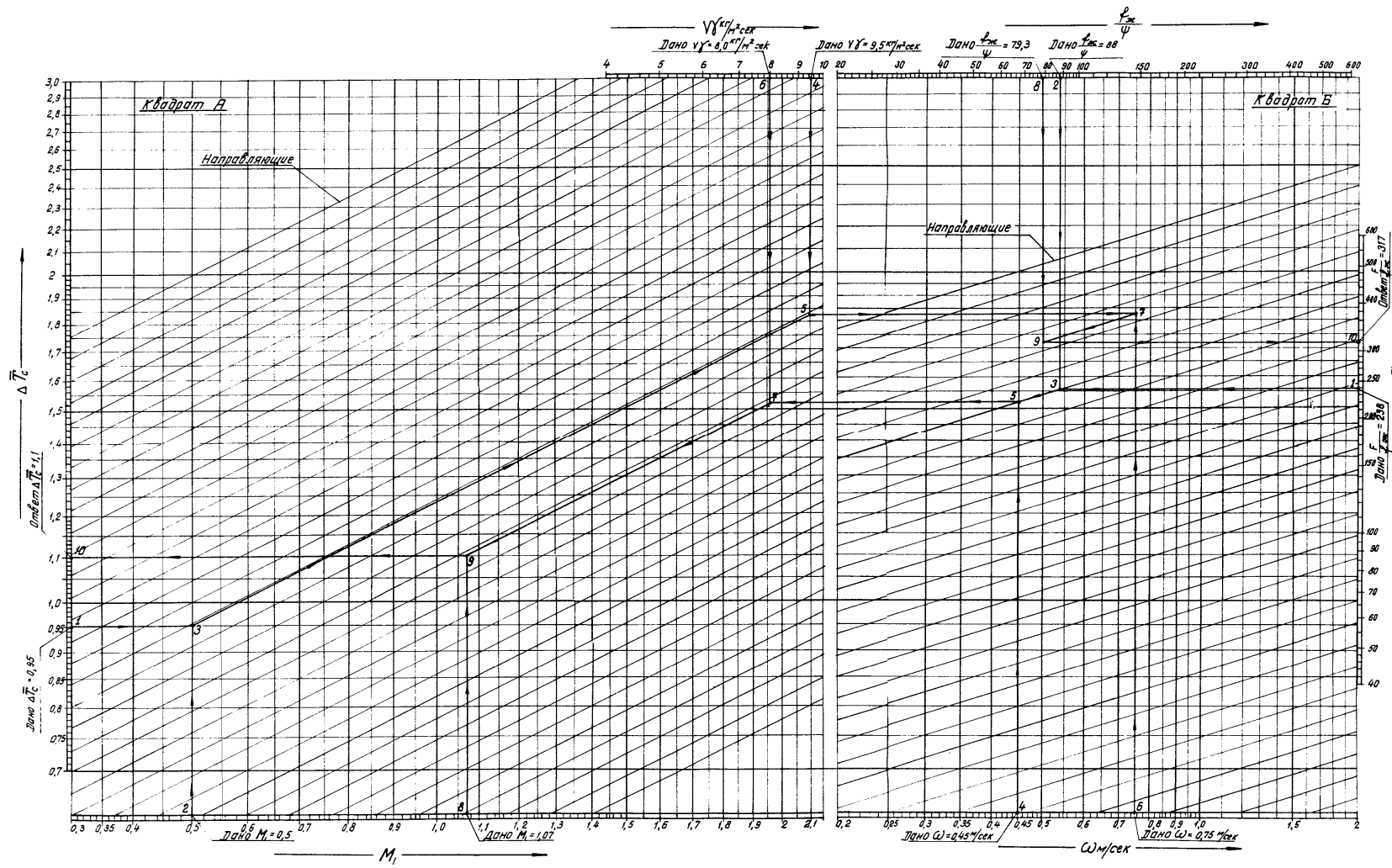
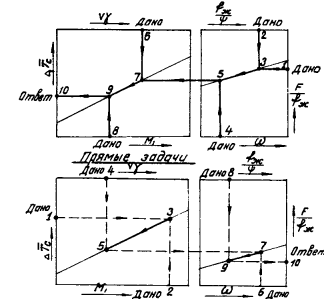


Диаграмма 2
Диаграмма для определения критерия R

$$R = 1 + a \frac{\nu \beta_p}{\alpha} = 1 + 2,34a;$$

$$a = \frac{P_n - P_{вн}}{t_p - t_{вн}};$$

P_n и $P_{вн}$ - парциальное давление
водяных паров в состоянии
насыщения при t_p и $t_{вн}$ в мм рт.ст.
 t_p - температура точки росы
 $t_{вн}$ - температура (поверхности)
расширяемой воды.

Пример
Дано $t_p = -17,5$; $t_{вн} = +20^\circ$
при $t_p - t_{вн} = -17,5 - 20 = -37,5^\circ\text{C}$ и $t_{вн} = 20^\circ\text{C}$.
по диаграмме $R = 2,02$.

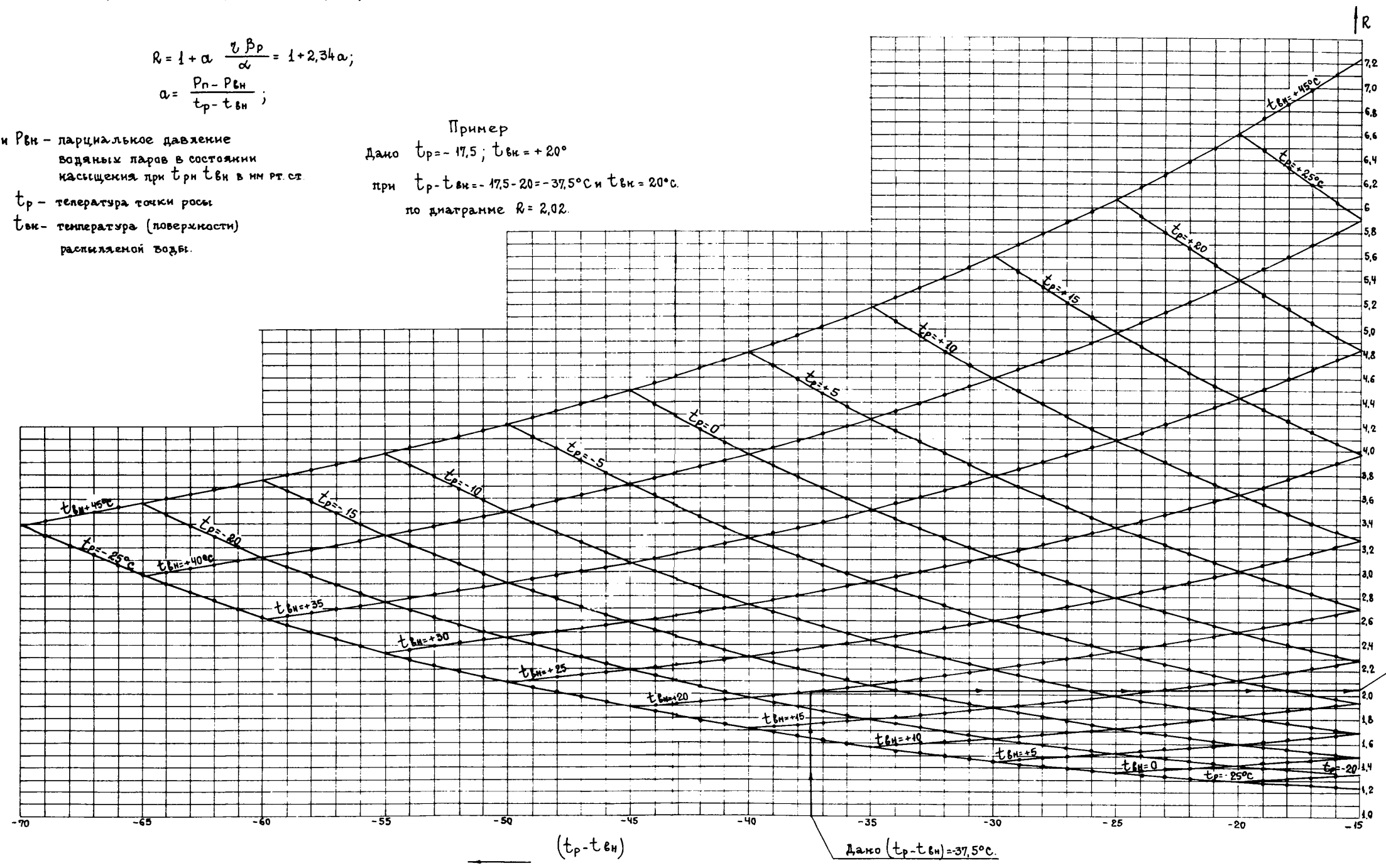


Диаграмма 2.

Диаграмма 1

Диаграмма для определения критерия R

$$R = 1 + a \frac{\tau_{\text{вп}}}{\alpha} = 1 + 2,34\alpha,$$

$$\alpha = \frac{P_{\text{п}} - P_{\text{вн}}}{t_{\text{р}} - t_{\text{вн}}},$$

$P_{\text{п}}$ и $P_{\text{вн}}$ - парциальное давление
водяных паров в состоянии
насыщения при $t_{\text{р}}$ и $t_{\text{вн}}$ в мм рт.ст.;
 $t_{\text{р}}$ - температура точки росы;
 $t_{\text{вн}}$ - температура (поверхности)
распыляемой воды.

Пример

дано: $t_{\text{р}} = 22^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{вн}} = 6,4^{\circ}\text{C}$,

$t_{\text{р}} - t_{\text{вн}} = 22 - 6,4 = 15,6^{\circ}\text{C}$

по диаграмме $R = 2,9$

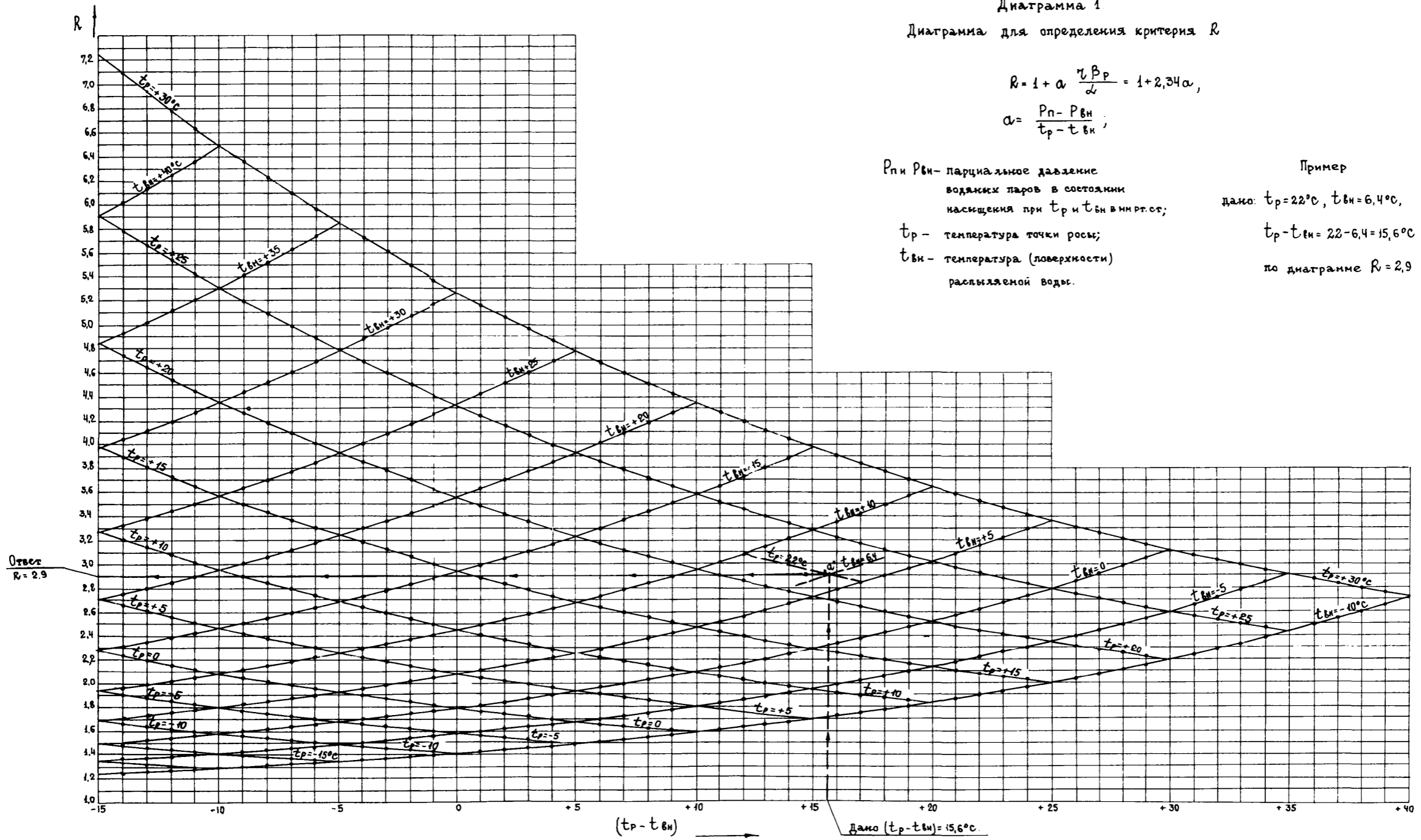





Диаграмма 1.

IX. ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1






Конструктивные характеристики стальных поверхностных воздухоохладителей

1. Теплообменники центральных кондиционеров со спирально-навивным оребрением с крупными гофрами и коридорным расположением труб

Номинальная производительность по воздуху в м ³ /ч	Наименование воздухоохладителя	Число теплообменников (элементов) в фасадном сечении воздухоохладителя $D_{шт}$	Число рядов труб по ходу воздуха в одном теплообменнике (элементе) Z	Конструктивные характеристики одного теплообменника (элемента)			Фасадное сечение
				Поверхность охлаждения F_3 м ²	Живое сечение для прохода воздуха $F_{ж}$ м ²	Живое сечение для прохода теплоносителя ψ' м ²	
1	2	3	4	5	6	7	8
до 10.000	Поверхностный воздухоохладитель КД 1040К	1	2	32,15	0,41	0,00254	
			3	48,25	0,41	0,00381	
	Секция подогрева КД 10	1	2	25,8	0,33	0,00102	
			3	38,8	0,33	0,00152	
	Поверхностный воздухоохладитель КД 1004 *	1	3	51,0	0,445	0,00762	
			4	68,0	0,445	0,00762	






см. продолжение

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6	7	8
20000	Поверхностный воздухоохладитель КД 2040 К	1	2	64,7	0,81	0,00254	 поддон
			3	97,0	0,81	0,00381	
	Секция подогрева КД 20	1	2	51,9	0,65	0,00203	 обводной канал
			3	77,85	0,65	0,00305	
	Поверхностный воздухоохладитель КД 2004 ^х)	1	3	100,9	0,88	0,00762	
			4	134,5	0,88	0,00762	
40000	Поверхностный воздухоохладитель КД 4040.	1	2	123	1,55	0,00254	
			3	184,5	1,55	0,00381	
	Секция подогрева КД 40	1	2	93,2	1,24	0,0028	 обводной канал
			3	139,8	1,24	0,0042	

см. продолжение


Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6	7	8
60000	Поверхностный воздухоохладитель КД6040	4	2	53,2	0,672	0,00254	
			3	79,8	0,672	0,00381	
	Секция подогрева КД60	2	2	86,2	1,1	0,00381	
			3	129,3	1,1	0,00571	
80000	Поверхностный воздухоохладитель КД8040	4	2	63,96	0,8	0,0254	
			3	96,0	0,8	0,0381	
	Секция подогрева КД80	2	2	88,56	1,13	0,00356	
			3	134,34	1,13	0,00534	
120000	Секции подогрева КД120	4	2	69,3	0,887	0,0028	
			3	104	0,887	0,0042	

*) Воздухоохладители Домодедовского з-ва „Кондиционер“. Сняты с производства, приводятся для справки

Продолжение приложения 1

2 Калориферы спирально-навивные с шахматным расположением трубок

Тип и номер калорифера	Число рядов труб по ходу воздуха в одном калорифере Z	Конструктивные характеристики одного калорифера			Фронтальное сечение
		Поверхность охлаждения $F_э, м^2$	Живое сечение для прохода воздуха $F_{ж}, м^2$	Живое сечение для прохода хладагента $\Psi', м^2$	
1	2	3	4	5	6
КФС0-2	3	9,77	0,0913	0,0061	
КФС0-3	3	13,43	0,12	0,0084	
КФС0-4	3	17,06	0,153	0,0084	
КФС0-5	3	21,71	0,167	0,0107	
КФС0-6	3	26,29	0,227	0,0107	
КФС0-7	3	30,05	0,271	0,0122	
КФС0-8	3	35,28	0,318	0,0122	
КФС0-9	3	41,89	0,375	0,0145	
КФС0-10	3	48,22	0,431	0,0145	
КФС0-11	3	55,84	0,497	0,0168	



см. продолжение

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6
КФ50 - 2	4	13,02	0,0913	0,0081	
КФ50 - 3	4	16,28	0,112	0,011	
КФ50 - 4	4	20,68	0,143	0,011	
КФ50 - 5	4	26,88	0,182	0,0132	
КФ50 - 6	4	32,55	0,222	0,0132	
КФ50 - 7	4	40,06	0,271	0,0163	
КФ50 - 8	4	47,04	0,318	0,0163	
КФ50 - 9	4	55,86	0,375	0,0193	
КФ50 - 10	4	64,29	0,431	0,0193	
КФ50 - 11	4	71,06	0,475	0,0213	
<hr/>					
КЧС-7а	2	16,87	0,26	0,006	
КЧС-8а	2	19,77	0,3	0,0058	
3. Калориферы пластинчатые с коридрным расположением трубок а) однокоридрные					
КФС-2; КЗПП-2	3	9,9	0,115	0,0046	
КФС-3; КЗПП-3	3	13,2	0,154	0,0061	
КФС-4; КЗПП-4	3	16,7	0,195	0,0061	


см. продолжение

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6
КФС-5 ; КЗПП-5	3	20,9	0,244	0,0076	
КФС-6 ; КЗПП-6	3	25,3	0,295	0,0076	
КФС-7 ; КЗПП-7	3	30,4	0,354	0,0092	
КФС-8 ; КЗПП-8	3	35,7	0,415	0,0092	
КФС-9 ; КЗПП-9	3	41,6	0,485	0,0107	
КФС-10 ; КЗПП-10	3	47,8	0,558	0,0107	
КФС-11 ; КЗПП-11	3	54,6	0,638	0,0122	
КФС-2 ; КЧПП-2	4	12,7	0,115	0,0061	
КФС-3 ; КЧПП-3	4	16,9	0,154	0,0082	
КФС-4 ; КЧПП-4	4	21,4	0,195	0,0082	
КФС-5 ; КЧПП-5	4	26,8	0,244	0,0102	
КФС-6 ; КЧПП-6	4	32,4	0,295	0,0102	
КФС-7 ; КЧПП-7	4	38,9	0,354	0,0122	
КФС-8 ; КЧПП-8	4	45,7	0,416	0,0122	
КФС-9 ; КЧПП-9	4	53,3	0,485	0,0143	
КФС-10 ; КЧПП-10	4	61,2	0,558	0,0143	
КФС-11 ; КЧПП-11	4	69,9	0,638	0,0163	


см. продолжение

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6
б) многоходовые					
КМС-2	3	9,9	0,115	0,00114	
КМС-3	3	13,2	0,154	0,00102	
КМС-4	3	16,7	0,195	0,00102	
КМС-5	3	20,9	0,244	0,00095	
КМС-6	3	25,3	0,295	0,00095	
КМС-7	3	30,4	0,354	0,00114	
КМС-8	3	35,7	0,416	0,00114	
КМС-9	3	41,6	0,485	0,00133	
КМС-10	3	47,8	0,558	0,00133	
КМС-11	3	54,6	0,638	0,00152	
КМБ-2	4	12,7	0,115	0,00152	
КМБ-3	4	16,9	0,154	0,00135	
КМБ-4	4	21,4	0,195	0,00135	
КМБ-5	4	26,8	0,244	0,00127	
КМБ-6	4	32,4	0,295	0,00127	
КМБ-7	4	38,9	0,354	0,00152	
КМБ-8	4	45,7	0,416	0,00152	
КМБ-9	4	53,3	0,485	0,00178	
КМБ-10	4	61,2	0,558	0,00178	
КМБ-11	4	69,9	0,638	0,00203	

см. продолжение

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6
КЗВП-2	3	9,9	0,115	0,00076	
КЗВП-3	3	13,2	0,154	0,00076	
КЗВП-4	3	16,7	0,195	0,00076	
КЗВП-5	3	20,9	0,244	0,00096	
КЗВП-6	3	25,3	0,295	0,00096	
КЗВП-7	3	30,4	0,354	0,00114	
КЗВП-8	3	35,7	0,416	0,00114	
КЗВП-9	3	41,6	0,485	0,00178	
КЗВП-10	3	47,8	0,558	0,00178	
КЗВП-11	3	54,6	0,638	0,00203	
КЧВП-2	4	12,7	0,115	0,00102	
КЧВП-3	4	16,9	0,154	0,00102	
КЧВП-4	4	21,4	0,195	0,00102	
КЧВП-5	4	26,8	0,244	0,00127	
КЧВП-6	4	32,4	0,295	0,00127	
КЧВП-7	4	38,9	0,354	0,00153	
КЧВП-8	4	45,7	0,416	0,00153	
КЧВП-9	4	53,3	0,485	0,00237	
КЧВП-10	4	61,2	0,558	0,00237	
КЧВП-11	4	69,9	0,638	0,00271	

Приложение 2


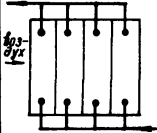
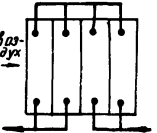
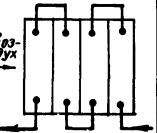
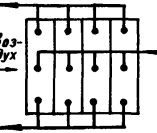
Характеристика спирально-навивного оребрения теплообменников, рассчитываемых по формулам, приведенным в табл. 2 и 7

N п/п	Характер оребрения	Материал труб и ребер	Диаметр трубы, мм		Высота ребра, h	Шаг ребер, τ	Толщина ребер, δ	Отношение $\frac{h}{d_H}$
			d_H	$d_{вH}$				
1	Крупные гофры, образованные стальной лентой	сталь	22	18	10	4	0,4	0,46
2	Мелкие гофры, образованные стальной лентой	сталь	22	18	10	4	0,4	0,46
3	Непрерывные накатные спиральные гладкие ребра	алюминий	17	13	8	3	0,3	0,46

Примечание: Конструктивные размеры стальных теплообменников с оребрением, указанным в п. 1. и с коридорным расположением трубок приведены в приложении 1 раздел 1.

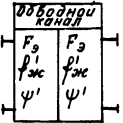
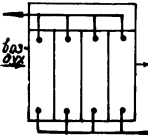
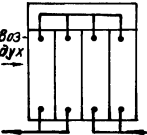
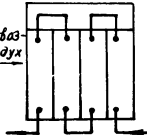
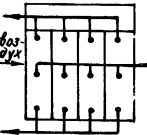
Предпочтительные, принципиальные схемы соединения теплообменников по хладагенту

I. Воздухоохладители производительностью по воздуху до 40 тыс. м³/ч. Собирают из типовых секций воздухоохладителей или типовых секций подогрева центральных кондиционеров.

Фасадное сечение	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4
 <p>$P=1$</p>	 <p>$F = 4 F_3$ ($m=4$) $f_{жс} = f'_{жс}$ $\psi = 4 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,25 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f'_{жс}}$</p>	 <p>$F = 4 F_3$ ($m=4$) $f_{жс} = f'_{жс}$ $\psi = 2 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,5 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f'_{жс}}$</p>	 <p>$F = 4 F_3$ ($m=4$) $f_{жс} = f'_{жс}$ $\psi = \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f'_{жс}}$</p>	 <p>$F = 4 F_3$ ($m=4$) $f_{жс} = f'_{жс}$ $\psi = 8 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,125 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f'_{жс}}$</p> <p><i>Примечание:</i> Условия для применения схемы 4 приведены в пункте 65 рекомендации</p>
<p>F_3; $f'_{жс}$ и ψ' - поверхность нагрева и живые сечения прохода воздуха и хладагента одного теплообменника (элемента), из которых собирается воздухоохладитель в м² (см. приложение 1) F, $f_{жс}$, ψ - также для всего поверхностного воздухоохладителя. m - общее число теплообменников (элементов) в воздухоохладителе. p - число теплообменников (элементов) в фасадном сечении.</p> <p style="text-align: right;">см. продолжение</p>				

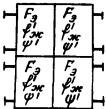
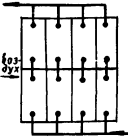
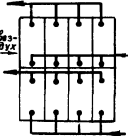
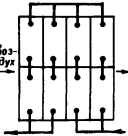
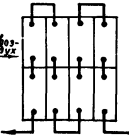
Приложение 3. Продолжение

II Воздухоохладители производительностью по воздуху 60 ÷ 80 тыс. м³/ч
Собраны из секции подогрева центральных кондиционеров.


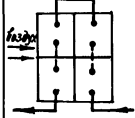
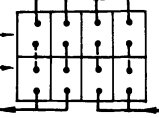
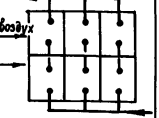
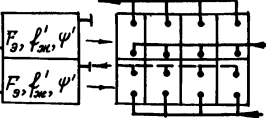
Фасадное сечение	Боковой вид				
	Схема 5	Схема 6	Схема 7	Схема 8	
 <p>$\rho = 2$</p>	 <p>$F = 8F_2 (m=8)$ $f_{жс} = 2f'_{жс}$ $\psi = 8\psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,25 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_2}{f'_{жс}}$</p>	 <p>$F = 8F_2 (m=8)$ $f_{жс} = 2f'_{жс}$ $\psi = 4\psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,5 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_2}{f'_{жс}}$</p>	 <p>$F = 8F_2 (m=8)$ $f_{жс} = 2f'_{жс}$ $\psi = 2\psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_2}{f'_{жс}}$</p>	 <p>$F = 8F_2 (m=8)$ $f_{жс} = 2f'_{жс}$ $\psi = 16\psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,125 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_2}{f'_{жс}}$</p>	<p>Примечание: 1. См. примечание к схеме 4.</p>
<p>Примечания: 1. Обозначения приведены в разделе I настоящего приложения 2. Схемы обвязок с обеих боковых сторон одинаковы. См. продолжение</p>					

Приложение 3. Продолжение

III. Воздухоохладители производительностью по воздуху $60 \div 80$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$;
Собраны из типовых секции воздухоохладителей центральных кондиционеров.
Воздухоохладители производительностью по воздуху 120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$;
Собраны из типовых секции подогрева центральных кондиционеров.

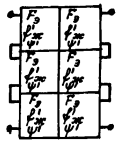
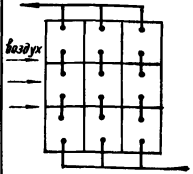
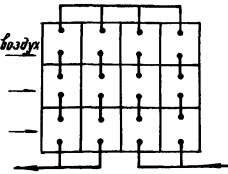
Фасадное сечение	Боковой вид			
	Схема 9	Схема 10	Схема 11	Схема 12
 <p>$p = 4$</p>	 <p>$F = 16 F_3 (m=16)$ $f_{жс} = 4 f'_{жс}$ $\psi = 8 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,5 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f_{жс}}$</p>	 <p>$F = 16 F_3 (m=16)$ $f_{жс} = 4 f'_{жс}$ $\psi = 16 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,25 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f_{жс}}$</p>	 <p>$F = 16 F_3 (m=16)$ $f_{жс} = 4 f'_{жс}$ $\psi = 4 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f_{жс}}$</p>	 <p>$F = 16 F_3 (m=16)$ $f_{жс} = 4 f'_{жс}$ $\psi = 2 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 2 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_3}{f_{жс}}$</p>
<p>Примечания: 1. Обозначения приведены в разделе I настоящего приложения 2. Схемы обвязок с обеих боковых сторон одинаковы. См. продолжение.</p>				

IV Воздухоохладители производительность по воздуху до 30 тыс. м.³/час.
Собраны из одинаковых спирально-навивных калориферов типа КФ60 и КФБ0
или пластинчатых калориферов КВБ, КФБ, КФС, К4ПП, К3ПП

Фасадное сечение	Бакобой вид			Фасадное сечение	Бакобой вид
	СХЕМА 13	СХЕМА 14	СХЕМА 15	СХЕМА 16	
 <p style="text-align: center;">$p = 2$</p>	 $F = 4 F_2 \quad (m=4)$ $f_{жс} = 2 f'_{жс}$ $\psi = \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 2 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 2 \frac{F_2}{f_{жс2}}$	 $F = 8 F_2 \quad (m=8)$ $f_{жс} = 2 f'_{жс}$ $\psi = 2 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_2}{f_{жс2}}$	 $F = 6 F_2 \quad (m=6)$ $f_{жс} = 2 f'_{жс}$ $\psi = 3 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,67 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 3 \frac{F_2}{f_{жс2}}$	 $F = 8 F_2 \quad (m=8)$ $f_{жс} = 2 f'_{жс}$ $\psi = 8 \psi'$ $\frac{f_{жс}}{\psi} = 0,25 \frac{f'_{жс}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{жс}} = 4 \frac{F_2}{f_{жс2}}$	

- Примечания: 1 обозначения приведены в разделе I настоящего приложения
2. Установку калориферов рекомендуется предусматривать преимущественно для сухого охлаждения воздуха и выполнять со съёмными внутренними боковыми щитками.
3. При большей производительности по воздуху допускается установка по вертикали более 2х калориферов.

∇ Воздухоохладители производительностью по воздуху до 90 тыс. м³/ч. Собираются из многоходовых пластинчатых калориферов типа КМБ, КМС К4ВП, КЗВП

Фасадное сечение	Боковой вид	
	Схема 17	Схема 18
 <p style="text-align: center;">$P=6$</p>	 <p style="text-align: center;">$m=18$</p>	 <p style="text-align: center;">$m=24$</p>
	$F = 18 F_0$ $f_{ж} = 6 f_{ж}$ $\psi = 6 \psi'$ $\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{f_{ж}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{ж}} = 3 \frac{F_0}{f_{ж}}$	$F = 24 F_0$ $f_{ж} = 6 f_{ж}$ $\psi = 4 \psi'$ $\frac{f_{ж}}{\psi} = 1,5 \frac{f_{ж}}{\psi'}$ $\frac{F}{f_{ж}} = 4 \frac{F_0}{f_{ж}}$
<p>Примечания: 1. Обозначения приведены в разделе I настоящего приложения. 2. Схемы обвязок с обеих боковых сторон калориферов одинаковы 3. Установку калориферов рекомендуется предусматривать преимущественно для сухого охлаждения воздуха и выполнять со стеньными внутренними боковыми щитками. 4. При большей производительности по воздуху допускается установка по вертикали более 3х калориферов.</p>		

Конструктивные характеристики типовых оросительных камер
Харьковского завода кондиционеров

Площадь поперечного сечения камеры M ²		Оросительная часть																	
		2-рядная камера									3-рядная камера								
		Индекс камеры		Габаритные размеры, мм			Количество форсунок при плотности расположения				Индекс камеры		Габаритные размеры, мм			Количество форсунок при плотности расположения			
							18 шт м ² ряд		24 шт м ² ряд							18 шт м ² ряд		24 шт м ² ряд	
Правое исполнение	Левое исполнение	Высота	Длина	Ширина	На один стояк	Всего	На один стояк	Всего	Правое исполнение	Левое исполнение	Высота	Длина	Ширина	На один стояк	Всего	На один стояк	Всего		
1,0	Кд 1002	Кд 1002 л	1792	1800	980	6	36	8	48	Кд 1003	Кд 1003 л	1792	2425	980	6	54	8	72	
2,0	Кд 2002	Кд 2002 л	1792	1800	1710	6	72	8	96	Кд 2003	Кд 2003 л	1792	2425	1740	6	108	8	144	
3,7	Кд 4002	Кд 4002 л	2295	1800	2168	8	128	11	176	Кд 4003	Кд 4003 л	2295	2425	2168	8	192	11	264	
6,64	Кд 6002	Кд 6002 л	3074	1800	2703	12	240	16	320	Кд 6003	Кд 6003 л	3074	2425	2703	12	360	16	480	
7,9	Кд 8002	Кд 8002 л	3074	1800	3203	12	288	16	384	Кд 8003	Кд 8003 л	3074	2425	3203	12	432	16	576	
12,1	Кд 12002	Кд 12002 л	4594	1800	3243	9	432	12	576	Кд 12003	Кд 12003 л	4594	2425	3243	9	648	12	864	
В железобетонном исполнении																			
12,1	Кд 12002	Кд 12002 л	4600	1800	3243	9	432	12	576	Кд 12003	Кд 12003 л	4600	2425	3243	9	648	12	864	
16,1	Кд 16002	Кд 16002 л	4600	1800	4243	9	576	12	768	Кд 16003	Кд 16003 л	4600	2425	4243	9	864	12	1152	
20,2	Кд 20002	Кд 20002 л	5600	1800	4243	12	768	16	1024	Кд 20003	Кд 20003 л	5600	2425	4243	12	1154	16	1536	
23,9	Кд 24002	Кд 24002 л	5600	1800	4993	12	912	16	1216	Кд 24003	Кд 24003 л	5600	2425	4993	12	1368	16	1824	

Приложение 5

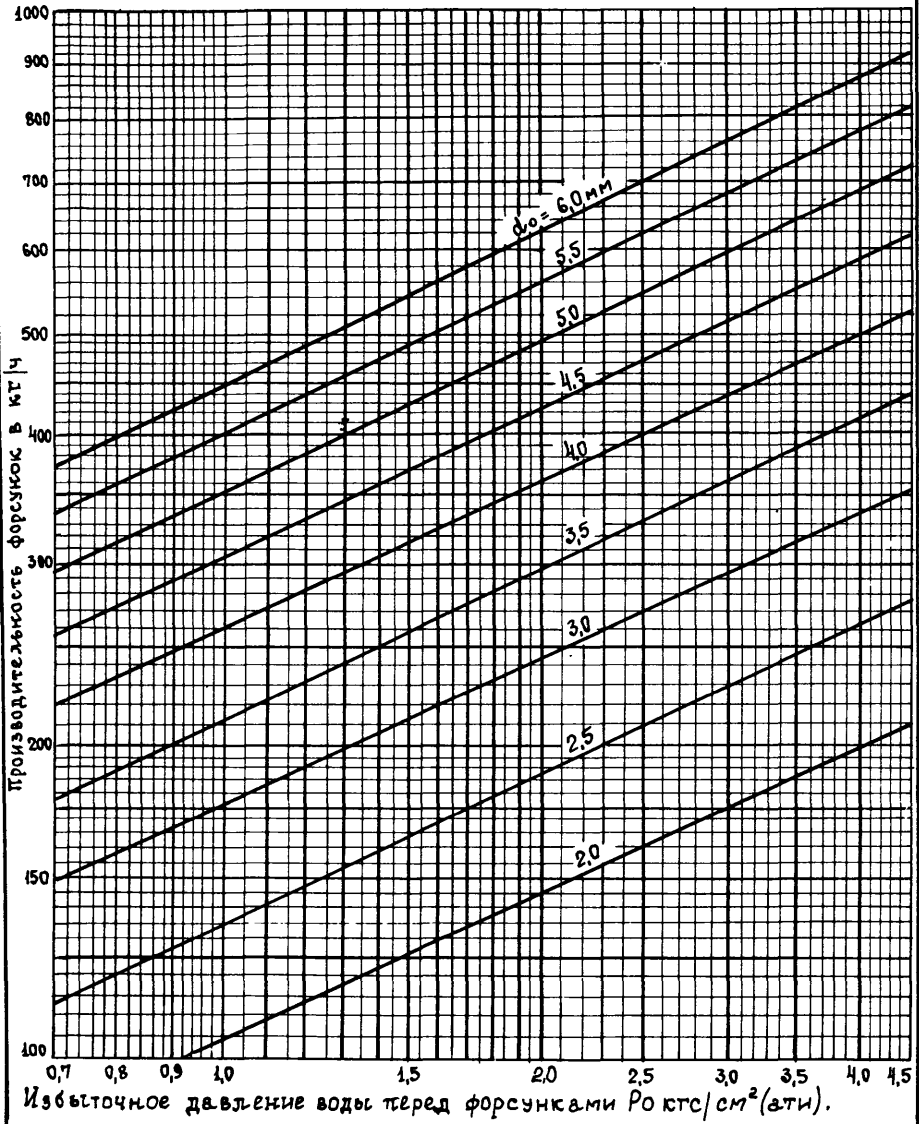


График для определения производительности форсунок

Т-14418 от 10/Х-69 г. Зак.654 Тпр.6000 экз. Цена 2руб.02 коп.
Формат 60x84/8 Объем 16 печ.л.

Печатно-множительная лаборатория института Гипротис
Москва В-465, Новые Черемушки, квартал 28, корпус 3