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

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДАЮ:
Главный инженер ГПИ Сантехпроект
И.СТАРОВЕРОВ
" 11 " 08 1969 г.

В рекомендациях содержатся материалы для теплотехнического расчета поверхностных воздухоохладителей, применяемых в системах кондиционирования воздуха и вентиляции.

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

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

Рекомендации подготовлены к изданию в техническом отделе ГПИ Сантехпроект и утверждены в качестве материала обязательного для применения в системе Всесоюзного Объединения Союзсантехпроект.

Р. Каплан
В. Зусманович
Л. Зусманович
С. Финкельштейн
Ф. Пушмодов

## С О Д Е Р Ж А Н И Е


| | стр. |
|---|---|
| I. Общие положения | 4 |
| П. Сущность метода расчета поверхностных воздухоохладителей | 6 |
| Ш. Расчет процессов охлаждения и осушения воздуха | I9 |
| IУ. Расчет процессов сухого охлаждения воздуха | 33 |
| У. Расчет совместной работы поверхностных теплообменников и водоохлаждающих оросительных камер | 44 |
| УI. Конструктивные предложения | 50 |
| УП. Примеры расчета | 58 |
| Примеры I и 2. Расчеты процессов охлаждения и осушения воздуха. Обратная задача. Воздухоохладители собраны из секций неорошаемых поверхностных воздухоохладителей /пример I/ 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 /пример4/ | 7I |
| Пример 5 Расчет процесса сухого охлаждения воздуха / d = const /. Обратная задача. Воздухоохладитель собран из секций подогрева Кд 80 | 88 |
| Пример 6 Расчет процесса сухого охлаждения воздуха / d = const /. Прямая задача. Воздухоохладитель собран из секций подогрева Кд I20 | 94 |
| Пример 7 Расчет совместной работы воздухоохладителя и оросительной камеры, используемой для охлаждения циркуляционной воды. Воздухоохладитель собран из пластинчатых калориферов КЧВП. | I0I |
| УШ. Расчетные номограммы и диаграммы | I08 |
| Номограмма I - для определения критерия $\Delta\bar{J}$ 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. Приложения

Приложение I - Конструктивные характеристики стальных поверхностных воздухоохладителей 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

## I. Общие положения

I. 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. x)

- - - - - - - - - - - - - -

x) 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.I. 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.$м^3$/час). Рекомендации для расчета перечисленных теплообменников содержатся в разделах Ш и IУ.

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

При этом обязательным условием для применения расчетных формул является сохранение отношения высоты ребра к наружному диаметру трубки $\frac{h}{d_н}$ = 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 КН-I,5.

6. Достаточно хорошую сходимость с уравнениями, приведенными в разделе IУ, показали опыты с пластинчатыми шести и восьмирядными теплообменниками, проведенными доктором технических наук А.А.Гоголиным и кандидатами технических наук А.А.Рымкевичем 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 IУ.

## II. 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 (I) и (2), определяющих относительные изменения теплосодержания $\Delta \bar{J}$ и температуры $\Delta \bar{T}_c$ охлаждаемого воздуха, при его контакте с теплоотводящей поверхностью [x].

8. Применение указанного метода позволяет отказаться при расчетах поверхностных воздухоохладителей от применения коэффициентов теплопередачи К, теплоотдачи $\alpha$ и массоотдачи $\beta$, позволяет отказаться от вычисления температуры охлаждающей поверхности и позволяет аналитически, 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.

- - - - - - - - - - - - - - - -

x) 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.Рымкевичем и В.Е.Мининым.

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

Полный теплообмен выражается уравнением

$$\Delta\bar{J}=A\left(1+M_1\cdot R\right)Re_{\Gamma}^{-m}\,Re_{\text{ж}}^{n}\left(\frac{F}{\ell_{\text{ж}}}\right)^{K}\left(\frac{\ell_{\text{ж}}}{\psi}\right)^{-P} \qquad (1)$$

Явный теплообмен характеризуется зависимостью

$$\Delta\bar{T}_C=A_1\left(1+M_1\right)^{q}Re_{\Gamma}^{-h}\,Re_{\text{ж}}^{d}\left(\frac{F}{\ell_{\text{ж}}}\right)^{T}\left(\frac{\ell_{\text{ж}}}{\psi}\right)^{-\ell} \qquad (2)$$

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

$$\Delta\bar{J}=A_2\left(1+M_1\cdot R\right)\left(\nu\gamma\right)^{\bar{m}}\cdot\omega^{n}\cdot\left(\frac{F}{\ell_{\text{ж}}}\right)^{K}\cdot\left(\frac{\ell_{\text{ж}}}{\psi}\right)^{-P} \qquad (3)$$

$$\Delta\bar{T}_C=A_3\left(1+M_1\right)^{q}\cdot\left(\nu\gamma\right)^{-h}\cdot\omega^{d}\cdot\left(\frac{F}{\ell_{\text{ж}}}\right)^{T}\cdot\left(\frac{\ell_{\text{ж}}}{\psi}\right)^{-\ell} \qquad (4)$$

В этих уравнениях:

$A$, $A_1$, $A_2$ и $A_3$ – коэффициенты

$m$, $n$, $K$, $P$, $q$, $h$, , $d$, $T$ и $\ell$ – показатели степени

$\Delta\bar{J}=\dfrac{J_1-J_2}{J_1-J_P}$ – относительное изменение теплосодержания воздуха;

$\Delta\bar{T}_C=\dfrac{t_{c_1}-t_{c_2}}{t_{c_1}-t_P}$ – относительное изменение температуры воздуха;

$J_1$ и $J_2$ – теплосодержание воздуха до и после воздухоохладителя, ккал/кг;

$J_P$ и $t_P$ – теплосодержание и температура точки росы воздуха до воздухоохладителя, ккал/кг и град;

$t_{c_1}$ и $t_{c_2}$ – температура воздуха до и после воздухоохладителя, град;

$\Delta t_P = t_{C_1} - t_P$ – гигрометрическая разность температур воздуха, град;

$J_1 - J_P \simeq C_P(t_{C_1} - t_P)$ – гигрометрическая разность теплосодержаний воздуха, ккал/кг;

$M_I = \frac{t_P - t_{B.H}}{t_{C_1} - t_P}$ – температурный критерий, учитывающий начальные параметры воздуха и хладоносителя;

$t_{B.H}$ – начальная температура холодоносителя (воды) перед воздухоохладителем, град;

$t_P - t_{B.H}$ – 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

$$R = 1 + \frac{r\beta_P}{\alpha} a = 1 + 2,34a$$

где: $a = \frac{p_n - p_{B.H}}{t_P - t_{B.H}}$ – коэффициент пропорциональности, в мм рт.ст/град.

$p_n$ и $p_{B.H.}$ – парциональные давления водяного пара в состоянии насыщения соответственно при температурах $t_P$ и $t_{B.H}$, в мм рт.ст.

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

$\frac{\alpha}{\beta_P} \cong 0,34$ ккал.ат/кг град;

$r$ – скрытая теплота конденсации, принимаемая для средних условий равной 585 ккал/кг.

$Re_г = \frac{V \cdot D_э}{\upsilon}$ – критерий Рейнольдса для воздушного потока;

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

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

$F$ – полная поверхность охлаждения, м$^2$;

$f_{ж}$ – живое сечение воздухоохладителя для прохода воздуха, м$^2$;

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

$\psi$ – живое сечение воздухоохладителя для прохода хладоносителя, м$^2$;

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

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

$\upsilon_г$ – весовая скорость движения воздуха в живом сечении охладителя, кг/м$^2$ сек;

$\omega$ – скорость хладоносителя в трубках, м$^2$;

$d_{в.н.}$ – внутренний диаметр оребренной трубки, м$^2$.

Критерий $R$ определяется также по диаграмме I или по приближенной формуле

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

IO. Физический смысл уравнений (I) и (2) и входящих в них величин заключается в следующем:

а/ Уравнение (I) 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 теплосодержания воздуха при его охлаждении и осушении в поверхностном воздухоохладителе.

Безразмерная величина $\Delta \bar{T}_c$ характеризует изменение температуры воздуха при его охлаждении в поверхностном воздухоохладителе.

в/ Температурный критерий $M_I$ учитывает начальные параметры взаимодействующих сред воздуха и хладоносителя и представляет собой отношение температурного аналога движущей силы влагообмена ( $t_p - t_{в.н}$ ) к начальной гигрометрической разности температур воздуха ( $t_{c_1} - t_p$ ).

В зависимости от абсолютных значений $t_p$, $t_{в.н}$ и $t_{c_1}$ при $M_I = const$ может быть различная величина движущей силы влагообмена $\Delta p = p_п - p_{в.н} = a(t_p - t_{в.н})$

Поэтому один критерий $M_I$ характеризует только температурные 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 $\Delta p$, в зависимости от абсолютных значений $t_p$ и $t_{в.н.}$.

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

Это же произведение $M_5 \cdot R$ характеризует отношение движущей силы влагообмена к движущей силе теплообмена ( $t_c - t_{в.н.}$ ), которые при прочих равных условиях определяют глубину и интенсивность охлаждения и осушения воздуха.

д/ Критерий Рейнольдса для газа $R_{e_г}$ характеризует гидродинамические условия тепло- и влагообмена между охлаждаемым воздухом и теплоотводящей поверхностью.

Критерий Рейнольдса для жидкости (хладоносителя) $R_{e_{ж}}$ характеризует гидродинамические условия теплообмена между теплоотводящей поверхностью и движущимся хладоносителем.

е/ Критерий глубины $\frac{F}{\rho_{ж}}$ характеризует поверхность охлаждения теплообменника, приходящуюся на I м$^2$ живого сечения для прохода воздуха.

Кроме того, при данной весовой скорости ( $v\gamma$ ) критерий глубины характеризует поверхность охлаждения теплообменника, приходящуюся на I кг обрабатываемого воздуха.

ж/ Физический смысл входящего в уравнения (I) и (2) критерия живых сечений $\frac{\rho_{ж}}{\psi}$ заключается в том, что он при данных скоростях движения воздуха ( $v\gamma$; $Re_г$ ) и хладоносителя ( $\omega, Re_{ж}$ ), характеризует отношение водяных эквивалентов теплообменивающих сред $\frac{G \cdot C_p}{W \cdot C_в}$

здесь:

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

з/ 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 (I) и (2), тремя основными факторами:

- температурными условиями обмена (произведением критериев $M_1 R$ );
- гидродинамическими условиями движения контактирующих сред (критериями $Re_г$ и $Re_{ж}$ или скоростями движения воздуха $v\gamma$ и хладоносителя $\omega$ );
- конструктивными параметрами теплообменников: критерием глубины и критерием живых сечений.

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

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

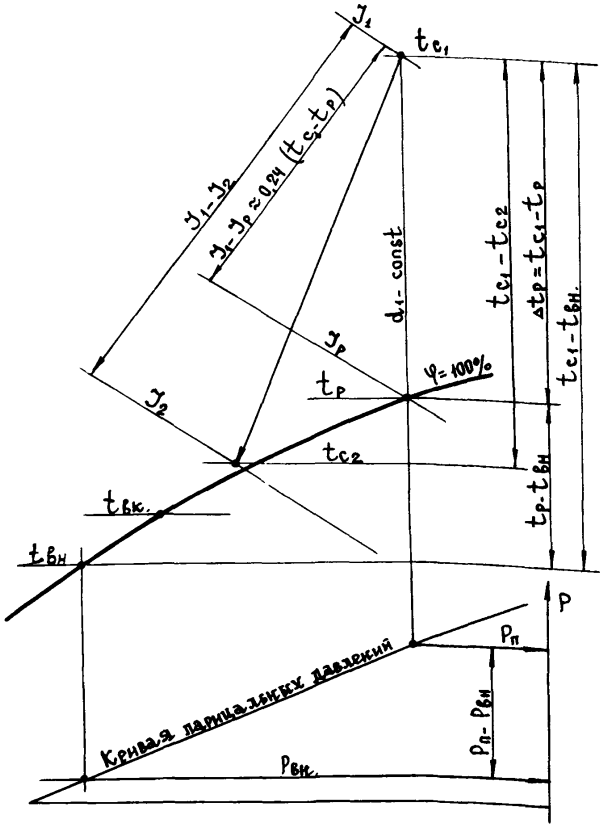



Рис. 1 Графическая интерпретация расчетных величин $\Delta\bar{J}$; $\Delta\bar{T}c$; $M_1$; $R$ и $a$ в $J$-$d$ - диаграмме.

$\Delta t_p = t_{c_1} - t_p$ - гигрометрическая разность;

$\Delta\bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} = \frac{J_1 - J_2}{0{,}24(t_{c_1} - t_p)}$ - относительное изменение теплосодержания;

$\Delta\bar{T}c = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_p}$ - относительное изменение температуры;

$M_1 = \frac{t_p - t_{вн}}{t_{c_1} - t_p}$ - температурный критерий;

$R = 1 + \frac{\gamma_{вп}}{\alpha} a$ $a = 1 + 2{,}34a$ - критерий, учитывающий влияние влагообмена на теплообмен;

$a = \frac{P_п - P_{вн}}{t_p - t_{вн}}$ - коэффициент, мм рт. ст/град.

- скоростей движения контактирующих сред $v\gamma$ и $\omega$;
- отношения водяных эквивалентов $\frac{G \cdot C_p}{W \cdot C_в}$ взаимодействующих сред. Влияние отношения $\frac{G \cdot C_p}{W \cdot C_в}$ учитывается критерием живых сечений $\frac{\varphi_{ж}}{\psi}$.

При постоянной скорости хладоносителя в трубках теплообменников $\omega$ и постоянной весовой скорости воздуха $v\gamma$, 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 $v\gamma = const$ и $\omega = const$

I2. Дополнительным важным показателем для оценки характера процесса изменения состояния воздуха в поверхностных воздухоохладителях является величина относительного расхода хладоносителя Вр

$$B_p = \left(\frac{\psi}{\varphi_{ж}}\right) \cdot \frac{\omega}{v\gamma} \cdot 1000 = \frac{W}{G} \quad кг/кг$$

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

I3. Уравнения (I) 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 $R_{e_г}$ и $R_{e_ж}$, у критерия глубины и критерия живых сечений, а также величины коэффициентов А и $A_I$.

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

Для критериальных уравнений (I) и (2) значения показателей степеней аналогичны приведенным в разделе Ш. Несколько изменяются лишь величины коэффициентов:

для уравнения (I) $A = 0,142$; для уравнения (2) $A_I = 0,264$.

I4. При контакте с теплоотводящей поверхностью могут происходить два процесса, сопровождающиеся понижением теплосодержания воздуха:

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

Проведение этих процессов в воздухоохладителях с постоянными конструктивными характеристиками ( $\frac{F}{f_{ж}} = const$ и $\frac{f_{ж}}{\varphi} = const$ ) зависит от взаимного соотношения трех величин:

начальной температуры хладоносителя $t_{в.н.}$ ;

начальных параметров обрабатываемого воздуха $t_{c_1}$ и $t_p$ ;

скорости хладоносителя (воды) $\omega$ и весовой скорости воздуха $v\gamma$ ,

( т.е. от величины относительного расхода хладоносителя $B_p$ ).

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

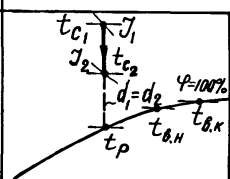
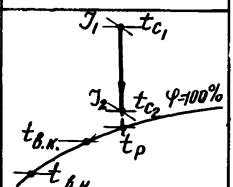
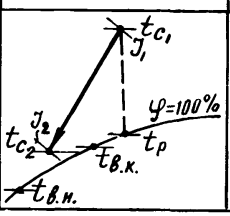
I5. Условия, необходимые и достаточные для проведения процессов сухого охлаждения воздуха и процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях приведены в табл.I.

Как видно из табл.I, при температуре хладоносителя $t_{в.н.}$ 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 Вр. Если $Вр \simeq Вт$ или $Вр < Вт$, то будет протекать процесс сухого охлаждения, несмотря на то, что $t_{в.н.} < t_p$. Если же $Вр > Вт$, т.е. $Вр \simeq (1,4 \div 6) Вт$, то это является достаточным условием для осушения воздуха при $t_{в.н.} < t_p$.

Таблица 1.

## Условия проведения процессов с понижением теплосодержания воздуха в поверхностных воздухоохладителях

| Условия проведения процессов | | Процессы изменения состояния воздуха с понижением теплосодержания | |
|---|---|---|---|
| Необходимые | Достаточные | | |
| Начальная температура хладоносителя $t_{в.н}$ | Относительный расход хладоносителя $B_P$ | | |
| $t_{в.н.} \geq t_P$. $(M_1 \leq 0)$ | $B_P > 0$ $(G \neq 0; W \neq 0)$ |   | Процессы охлаждения воздуха без изменения влагосодержания (процессы сухого охлаждения $d_1 \simeq d_2 = const$) |
| $t_{в.н} < t_P$ $(M_1 > 0)$ | $B_P \leq B_T$ $B_T \approx \frac{C_P}{M_1 C_в}$ |   | |
| $t_{в.н} < t_P$ $(M_1 > 0{,}25)$ | $B_P > \frac{C_P}{M_1 C_в}$ $\left[B_P \simeq (1{,}4 \div 6) B_T\right]$ |   | Процессы охлаждения и осушения воздуха |

Примечание: $B_P = \frac{W}{G}$; $M_1 = \frac{t_P - t_{в.н}}{t_{c_1} - t_P}$;

$C_P$ и $C_в$ – теплоемкости воздуха и хладоносителя, в ккал/кг град;

$W$ и $G$ – весовые расходы хладоносителя (воды) и воздуха, в кг/ч.

$B_T$ – теоретическое значение относительного расхода хладоносителя

Для $t_{в.н.} \geq t_р$ 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 $t_{в.н.} < t_р$, при которой еще возможно проведение осушения воздуха (при данном значении Вр). Для этих условий начальная температура хладоносителя не должна превышать величины.

$$t_{в.н.} = t_р - \frac{1}{B_р} \cdot \frac{C_р}{C_в} \cdot \left(t_с - t_р\right).$$

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 $Z = I2$.

I6. Развернутый вид обобщающего уравнения (3) относительно разности теплосодержаний раскрывает составные части процессов полного теплообмена, происходящего при охлаждении и осушении воздуха в определенном теплообменнике.

$$\Delta J = J_1 - J_2 = \left[\left(t_с - t_р\right) + \left(t_р - t_{в.н.}\right)R\right] A_2 \cdot C_р \cdot \left(v\right)^{-m} \cdot \omega^{n} \cdot \left(\frac{F}{f_ж}\right)^{\kappa} \cdot \left(\frac{f_ж}{\psi}\right)^{-p} \quad (6)$$

Из уравнения (6) следует, что разность $\Delta J$ охлаждаемого воздуха состоит из двух слагаемых. Первое определяется начальной гигрометрической разностью температур ( $t_с - t_р$ ), а второе - величиной температурного аналога движущей силы влагообмена ( $t_р - t_{вн.}$). Чем меньше значение ( $t_с - t_р$ ), т.е. чем больше относительная влажность воздуха $\varphi_1$, тем незначительнее доля первого слагаемого в общем теплообмене.

При $\left(t_с - t_р\right) = 0$ и $\varphi_1 = 100\%$ величина первой составляющей в уравнении равна нулю.

I7. Обобщающие уравнения (I) 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 $\varphi_1 = 100\%$.

При постоянном произведении критериев $M, R$ величина $\Delta J$ не зависит от гигрометрической разности температур ( $t_{с_1} - t_р$), 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:

$$\Delta J = A_2 C_p (t_p - t_{в.н.}) R (U\gamma)^{-m} \omega^n \left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{\kappa} \cdot \left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)^{-P} \qquad (7)$$

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

I8. При расчетах поверхностных воздухоохладителей иногда возникает необходимость в определении коэффициента влаговыпадения.

Этот коэффициент вычисляется по значениям $\Delta \bar{J}$ и $\Delta \bar{T}_c$, определяемым по формулам (I0) и (II) в табл.2 так как

$$\xi = \frac{\Delta \bar{J}}{\Delta \bar{T}_c} \qquad (8)$$

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

$$\xi = 0{,}593 (1 + M_2 R') (U\gamma)^{-0{,}18} \omega^{0{,}1} \left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{0{,}18} \left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)^{-0{,}06} \qquad (9)$$

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;

$R' = R - 1 = \frac{r \cdot \beta_p}{\alpha} a$ – 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.

I9. Обобщающие уравнения (I) 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 Ш и IУ.

## 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 $\Delta\bar{J}$ и $\Delta\bar{T}_C$. Формулы для их определения приведены в таблице 2.

2I. По формулам (I0)÷(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)÷(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

| Гигрометрическая 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 $t_{c_2}$ | номограммы | диаграммы |
| $0 \le \Delta t_p \le 35°C$ | $\Delta \bar{J} = 0,145(1+M_1 R)(Vf)^{-0,43} \omega^{0,25} \times \left(\frac{F}{f_{эк}}\right)^{0,53} \left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)^{-0,16} C_1$ (10) | $\Delta \bar{T}_c = 0,255(1+M_1)^{0,9} (Vf)^{-0,25} \omega^{0,15} \times \left(\frac{F}{f_{эк}}\right)^{0,35} \left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)^{-0,1} C_2$ (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 величины критерия $R$ |
| $0 \le \Delta t_p \le 2°C$ | $\Delta J = J_1 - J_2 = 0,145 C_p (t_p - t_{в.н}) R \times (Vf)^{-0,43} \omega^{0,25} \left(\frac{F}{f_{эк}}\right)^{0,53} \left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)^{-0,16} C_1$ (12) | Значение $t_{c_2}$ 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.

| Гигрометрическая разность температур $(t_c - t_p)$, °С | Начальная температура хладоносителя $t_{ж.н} < t_p$, °С | Температура точки росы воздуха $t_p$, °С | Произведение критериев $M, R$ | Критерий $M_1$ | Поправочные коэффициенты | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | $C_1$ | $C_2$ |
| 0 ÷ 35°С | 0 ÷ 25°С | 4 ÷ 27°С | $M_1 R \geq 0,6$ | $0,25 \leq M_1 \leq 1,2$ [для формулы (11)] | 0,98 ÷ 0,96 | 0,99 ÷ 0,97 |

Продолжение табл. 3.

| Весовая скорость воздуха $V\gamma$, кг/м² сек | | Скорость хладоносителя $\omega$, м/сек | | Относительный расход хладоносителя $Bp$ | | Значение критерия живого сечения $\frac{f_ж}{\psi}$ | | Критерий глубины $\frac{F}{f_ж}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| допустимая | предпочтительная | допустимая | предпочтительная | допустимый | предпочтительный | допустимое | Предпочтительное | |
| 4 ÷ 10 | 5 ÷ 8 | 0,25 ÷ 1,2 | 0,45 ÷ 0,8 | 0,45 ÷ 2,1 | 0,6 ÷ 1,3 | 20 ÷ 600 | 40 ÷ 150 | 140 ÷ 600 |

Номограмма I составлена с прямой связью шкал $\frac{\ell_{ж}}{\psi}$ и $\frac{F}{\ell_{ж}}$ в квадрате Б, и шкалы $\Delta\bar{J}$ со шкалой $M_1 \cdot R$ в квадрате А. Номограмма 2 составлена с прямой связью шкал $\frac{\ell_{ж}}{\psi}$ и $\frac{F}{\ell_{ж}}$ 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 (IO) и (II) в таблице 2 или по номограммам I 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 трубках $\omega > I$ м/сек при малом $\psi$, неправильный выбор величины $B_p$ /если, например, $B_p$ приблизительно равен теоретическому значению относительного расхода, т.е. $B_P \simeq B_T = \frac{C_e}{M_1 C_B}$ /приведет к тому, что вместо осушения воздуха в теплообменнике будет происходить сухое охлаждение, см. таблицу I и пример 5.

26. Для охлаждения и осушения воздуха при $t_{в.н.} < t_P$ и $M_1 > 0{,}25$ необходимо, чтобы $B_P \simeq (1{,}4 \div 6) B_T$, см.п.3 табл. I. 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 $M_I \geqslant I{,}2$ расчет рекомендуется проводить только по номограмме I или по формуле (IO). 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 $B_p$ 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 $B_p$ целесообразно при ограниченном расходе хладоносителя, при артезианском водоснабжении и при достаточно разветвленной сети трубопроводов.

Если для данной температуры хладоносителя условия $B_p > B_T$ выдержать не удается (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 Вр, 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 ÷ $2^0$C до I0 ÷ I$2^0$C.

При больших Вр подогрев воды невелик. При малых Вр /Вр < I/ и глубоких теплообменниках / Z = I0 ÷ I2 рядам оребренных труб по ходу воздуха / подогрев воды может составлять I0-I$2^0$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 Домодедовским 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 $J_2\,(\Delta J)$ 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 $\omega$ , увеличения Вр, 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 $B_P$ с учетом рекомендаций п.п. 25, 26, 27 и 28.

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

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

32.При решении прямых задач следует ориентироваться на величину поверхности охлаждения $F$, вычисляемую по формуле /10/ или номограмме 1, 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 /11/ или номограмме 2 для обеспечения требуемого $t_{c_2}$

Это несовпадение 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-влагообмена в поверхностных воздухоохладителях.

В случае указанного несовпадения поверхностей охлаждения рекомендуется:

а/ с помощью номограммы 2 или формулы /11/ решить обратную задачу и найти новую величину $\Delta\bar{T}_c$, использовав 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 несовпадения 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.Цель 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 хладоносителю, а также величины $\psi$ и $\frac{f_{ж}}{\psi}$ следует рассматривать как

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

Целесообразно, чтобы значения критерия живых сечений $\frac{f_{ж}}{\Psi}$ а также скорости хладоносителя $\omega$ в трубках находились в пределах значений, приведенных в таблице 3.

Однако при определенном Вр скорость $\omega$ следует выбирать так, чтобы живое сечение всей установки для прохода хладоносителя $\Psi$, было кратным живому сечению $\Psi'$ 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 $\frac{h}{d_н} \simeq 0{,}46 \div 0{,}5$, 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 /I0,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 влаговыпадения.

Наличие выпавшего конденсата /при $M_1 > 0{,}75$/ увеличивает аэродинамическое сопротивление проходу воздуха при $V\gamma$ =6-8 кг/м$^2$ сек в сравнении с сухим охлаждением приблизительно в I,35-I,45 раза.

Таблица 4

Расчетные формулы для определения сопротивления проходу воздуха ($\Delta H$ 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 влаговыпадения (сухое охлаждение) | Процессы с влаговыпадением | | | |
| | | 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 | $\Delta H = 0,347 (V\gamma)^{1,87}$ | $\Delta H = 0,68 (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 1,26 M_1^{0,96} (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 1,08 (V\gamma)^{1,5}$ | |
| 8 | $\Delta H = 0,7 (V\gamma)^{1,87}$ | $\Delta H = 1,5 (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 2,2 M_1^{0,33} (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 2,0 (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 5,6 (V\gamma)^{1,2}$ |
| 12 | $\Delta H = 1,04 (V\gamma)^{1,87}$ | $\Delta H = 2,25 (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 2,9 M_1^{0,21} (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 2,8 (V\gamma)^{1,5}$ | $\Delta H = 6,5 (V\gamma)^{1,25}$ |
| Обобщающая формула | $\Delta H = 0,0866 Z (V\gamma)^{1,87}$ | | | $\Delta H = 0,323 Z^{0,87} (V\gamma)^{1,5}$ | |

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 /I8/, см. п.50 настоящих рекомендаций.

Затем полученное значение $\Delta H$ /при $V\rho$ =6-9кг/м$^2$сек/ умножается на повышающий коэффициент I,65-I,75.

Аэродинамическое сопротивление спирально-навивных калориферов КФСО и КФБО на режимах с интенсивным влаговыпадением определяется по паспортным данным с введением коэффициента К= I,I5 ÷ I,2 т.е. :

для калориферов КФСО $\Delta H = 0{,}335 / V\rho /^{2.01} \times K$ мм.вод.ст /I5/

для калориферов КФБО $\Delta H = 0{,}43I / V\rho /^{1.94} \times K$ мм.вод.ст /I6/

38,По уравнениям /I0/ и /II/ в таблице 2 могут быть рассчитаны также процессы охлаждения и осушения воздуха слабыми рассолами при $t_{в.н} > /\ -3/ \div /\ -4/^{o}C$. При этом,как показал опыт эксплуатации теплообменников с крупными гофрами, приложение 2 п.I, оттаивание инея происходит в течение I5-20 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 УI.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 I,2,8 и 4.

---

x/ С целью уменьшения коррозии теплообменников,работающих на рассоле /например, на 30% растворе хлористого кальция/ целесообразно добавлять в него нитрит натрия или карбит кальция до получения РН= 7 ÷ 8.

Таблица 5.

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

| Виды теплотехнических задач | Заданные величины | Искомые величины | Ход расчета |
|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | |
| Прямые задачи | $t_{c_1}; J_p; t_p;$ $t_{c_2}; J_2;$ $t_{в.н.}; G;$ $(t_{в.н.} < t_p)$ | $F; W;$ $\psi; t_{в.к.}$ | 1. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$. 2. Вычисляется $B_T = \frac{C_p}{M_1 C_в}$. 3. Выбираются по табл. 3 конкретные значения $B_p$ и $\omega$, из условия $B_p > B_T$ по п. 26. 4. Выбирается тип воздухоохладителя ($F_э; f'_{ж}; \psi'$; $\rho$ и $f_{ж} = \rho f'_{ж}$) 5. Вычисляется $V\gamma = \frac{G}{f_{ж} \cdot 3600}$. 6. Определяются $\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{0{,}24(t_{c_1} - t_p)}$ и $\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_p}$; вводятся поправки $C_1$ и $C_2$ (см. табл. 3) и вычисляются $\Delta \bar{J}_p = \frac{\Delta \bar{J}}{C_1}$ и $\Delta \bar{T}_{cp} = \frac{\Delta \bar{T}_c}{C_2}$ 7. Вычисляется $(t_p - t_{в.н.})$ и по диаграмме 1 находится критерий $R$. 8. Вычисляется $M_1 R$. 9. Вычисляется $W = B_p G$. 10. Определяется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки. 11. Вычисляется $\left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)$ для всей установки. См. продолжение. |

*Продолжение табл. 5*

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| | | | 12. По номограмме 1 при известных $\Delta J_P$, $M_1$, $R$, $(V\gamma)$, $\omega$ и $\left(\frac{\varphi_{ж}}{\psi}\right)$ определяется $\frac{F}{\varphi_{ж}}$.<br>13. Находится $F = \left(\frac{F}{\varphi_{ж}}\right) \cdot \varphi_{ж}$.<br>14. Определяется общее количество теплообменников в воздухо-охладителе $m = \frac{F}{F_э}$.<br>15. Определяется число теплообменников $n$ (или их групп) параллельно соединенных по хладоносителю $n = \frac{\psi}{\varphi}$. Число $n$ должно быть целым. При дробном $n$ значение $\omega$, принятое по табл. 3, следует изменить. |
| —"— | —"— | —"— | 16. Определяется число теплообменников $K = \frac{m}{n}$ (или $K_1 = \frac{m_1}{n_1}$) последовательно соединенных в одной группе.<br>17. Вычисляется $t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{J_2 - J_1}{B}$.<br>18. При известных $M_1$, $V\gamma$ и $Z$, по $^{P}$табл. 4 вычисляется $\Delta H \cdot \frac{\varphi_{ж}}{\psi}$<br>19. По номограмме 2 при известных $\Delta \overline{T}_{cp}$, $M_1$, $V\gamma$, $\omega$ и $\left(\frac{\varphi_{ж}}{\psi}\right)$ определяется $\frac{\varphi_{ж}}{\varphi_{ж}}$.<br>20. Находится $F = \left(\frac{\varphi_{ж}}{\varphi_{ж}}\right) \varphi_{ж}$ и сравнивается с величиной $F$, полученной в п. 13.<br>21. Допускается расхождение величин $F$ на 5÷7%. В противном случае по номограмме 2 при известных $\left(\frac{\varphi_{ж}}{\psi}\right)$; $\left(\frac{F}{\varphi_{ж}}\right.$ по п. 12), $\omega$, $V\gamma$ и $M_1$ определяется новое значение $\Delta \overline{T}_{cp}$ и корректируется заданная величина $t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta \overline{T}_{cp} (t_{c_1} - t_p) C_2$, см. п. 32. |

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 | $t_{c_1}$; $J_1$; $t_р$; $t_{в.н.}$; $G$; $W$; $F$; $f_{ж}$; $F_э$; $f'_{ж}$; $\psi'$; $m$; $(t_р < t_{в.н})$ | $J_2$; $t_{c_2}$; $t_{в.н.}$; $\psi$; $\omega$. | 1 Вычисляется $M_1 = \frac{t_р - t_{в.н.}}{t_c - t_р}$. 2. Вычисляется $B_т = \frac{C_р}{M_1 C_в}$. 3. Вычисляется $B_р = \frac{W}{G}$ и проверяется условие $B_р > B_т$. Величина $B_р$ должна находиться в пределах величин, указанных в табл. 3, см. п. 26. 4. Вычисляется $\left(\frac{F}{f_{ж}}\right)$ при $F = F_э \cdot m$. 5. Вычисляется $V_f = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}}$. 6. Выбирается $\omega$ по предпочтительным значениям в табл. 3. 7. Вычисляется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки. 8. Вычисляется $\frac{f_{ж}}{\psi}$. 9. Вычисляется число теплообменников (или их групп) $n = \frac{\psi}{\psi'}$, параллельно соединенных по хладоносителю. Число $n$ должно быть целым. При дробном $n$ значение $\omega$, принятое по табл. 3, следует изменить. 10. Вычисляется $(t_р - t_{в.н.})$ и по диаграмме 1 находится критерий $R$. 11. Вычисляется $M_1 R$. |

См. продолжение

*Продолжение табл. 6.*

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| — " — | — " — | — " — | 12. По номограмме 1 при известных $\left(\frac{F}{f_{см}}\right)$, $\left(\frac{f_{экс}}{\varphi}\right)$, $\omega$, $V\gamma$ и $M_1 R$ определяется $\Delta\bar{J}_P$.<br>13. Вводится поправка $C_1$ (табл.3) и определяется $\Delta\bar{J} = \Delta\bar{J}_P \cdot C_1$<br>14. Вычисляется $J_2 = J_1 - C_P\,(t_{C_1} - t_P)\,\Delta\bar{J}$.<br>15. По номограмме 2 при известных $\left(\frac{F}{f_{экс}}\right)$, $\left(\frac{f_{экс}}{\varphi}\right)$, $\omega$, $V\gamma$ и $M_1$ определяется $\Delta\bar{T}_{CP}$.<br>16. Вводится поправка $C_2$ (табл.3) и определяется $\Delta\bar{T}_C = \Delta\bar{T}_{CP}\,C_2$<br>17. Вычисляется $t_{C_2} = t_{C_1} - \Delta\bar{T}_C\,(t_{C_1} - t_P)$.<br>18. Определяется $t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{J_1 - J_2}{B_P}$<br>19. По табл.4 при известных $M_1$, $(V\gamma)$ и $Z$ вычисляется $\Delta H$ мм. вод. ст. |

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 больним семи/ в случае необходимости следует производить по формулам /I0/-/I2/ в таблице 2 или номограммами I и 2.

Аэродинамическое сопротивление определяется по соответствующим формулам в таблице № 4.

## IУ. Расчет процессов сухого охлаждения воздуха

4I.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 $\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2}$

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

42. Для наиболее распространенного при проектировании диапазона изменения гигрометрической разности температур воздуха / $t_{c_1} - t_p$ / от I0 до 80° формула /I3/ и размерная формула /I4/ с точностью ± 6% дают одинаковые результаты.

В этой связи номограмма 3 для облегчения теплотехнических расчетов составлена по более простой размерной формуле /I4/.

43.По формулам /I3/ и /I4/ в таблице 7 или номограмме 3 расчитываются 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 состоят 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 $d_1 = d_2 = const$) в поверхностных спирально-навивных теплообменниках

| Тигрометрическая разность температур | Расчетные зависимости для определения величин $\Delta\bar{T}_c$ и $t_{c_2}$ | Материалы для упрощения расчетов |
|---|---|---|
| $2 \leq \Delta t_p \leq 40°C$ | $\Delta\bar{T}_c = 0{,}195(1+M_1)^{0,9}(Vf)^{-0,25}\omega^{0,1}\left(\frac{F}{f_{эк}}\right)^{0,4}\left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)^{-0,1}C_2$ (13) | |
| $2 \leq \Delta t_p \leq 40°C$ | $\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2} = 0{,}26\left(t_c - t_{в.н.}\right)^{0,9}(Vf)^{-0,25}\omega^{0,1}\left(\frac{F}{f_{эк}}\right)^{0,4}\left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)^{-0,1}C_2$ (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, $(t_{c_1}-t_p)$°C | Начальная температура хладоносителя, $t_{в.н}$ °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 $t_{в.н} \geq t_p$ $M_1 \leq 0$<br>при $t_{в.н} < t_p$ см. п.4.4 | 0,99 ÷ 0,97 |

Продолжение табл. 8

| Весовая скорость воздуха $v\rho$, кг/м²сек. | | Скорость хладоносителя, $\omega$ м/сек. | | Относительный расход хладоносителя $B_p$ при $t_{в.н} \geq t_p$ | | при $t_{в.н} < t_p$ | Значение критерия жгучего сечения $\frac{F_{ж}}{\psi}$ | | Критерий глубины $\frac{F}{\psi_{ж}}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| допустимая | Предпочтительная | допустимая | Предпочтительная | допустимый | Предпочтительный | | допустимое | Предпочтительное | |
| 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 / $t_{в.н.} < t_р$ /
- расчет при начальной температуре хладоносителя равной или большей точки росы воздуха / $t_{в.н.} \geq t_р$ /

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

$$B_р \leq B_т \left( где \ B_т = \frac{C_р}{M_1 C_в} \right)$$ , см.таблицу I.

При этом конкретные значения Вр должны находиться в пределах значений, приведенных в таблице 8 x).

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

Во втором случае, при $t_{в.н.} \geq t_р$ 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 Вр.

Во втором случае также необходимо, чтобы значения Вр 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 $\Delta t_с$ и $(t_с - t_{в.н.})$, в квадрате Б - шкалы $\left(\frac{\tau_ж}{\psi}\right)$ и $\left(\frac{F}{\tau_ж}\right)$.

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

- - - - - - - - - - - - -

x) Сухое охлаждение воздуха, когда $t_{в.н.} < t_р$, происходит, как правило, при значениях критерия $M_1 < 0{,}25$. Однако при соблюдении условия Вр $\leq$ Вт сухое охлаждение возможно и при больших значениях $M_1$ , 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 Вр, 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 $\frac{h}{d_н}$ = 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 I,05 ÷ I,08.

48. Результаты обработки опытов, проведенных доктором технических наук А.А. Гоголиным и кандидатами технических наук А.А.Рымкевичем 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.I968 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.

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

где $Z$ - число рядов труб по ходу воздуха

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

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

где $Z$ - число рядов труб по ходу воздуха.

51. Аэродинамические сопротивления спирально-навивных калориферов КФСО и КФБО при сухом охлаждении воздуха определяется по паспортным данным или формулам /15/ и /16/ при К=I.

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 $\Delta H = 0{,}122\ (v\rho)^{1{,}76}$ мм.вод.ст. /19/

для калориферов КФБ $\Delta H = 0{,}175\ (v\rho)^{1{,}72}$ 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 I0.

Формулы, приведенные в таблице 7 для расчета процессов

Таблица 9.

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

| Виды теплотехнических задач | Заданные величины | Искомые величины | Ход решения |
|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Прямые задачи | $t_{c_1}; t_P; t_{в.н}; t_{c_2}; G$ | $F; W; \psi; t_{в.к}$ | I. При $t_{в.н} \geq t_P$.<br>1. Выбирается тип воздухоохладителя ($F_э$; $f'_{ж}$; $\psi'$; $p$ и $f_{ж} = p \cdot f'_{ж}$)<br>2. Вычисляется $V\gamma = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}}$.<br>3. Вычисляется величина $\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2}$ и значение $\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_c}{C_2}$. ($C_2$ принимается по табл. 8)<br>4. Вычисляется $(t_{c_1} - t_{в.н})$.<br>5. Выбираются значения $B_P$ и $\omega$ по табл. 8.<br>6. Вычисляется $W = B_P \cdot G$.<br>7. Определяется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки.<br>8. Вычисляется $\frac{f_{ж}}{\psi}$ для всей установки.<br>9. По номограмме 3 при известных $\Delta t_{ср}$; $(t_{c_1} - t_{в.н})$; $(V\gamma)$; $\omega$ и $\left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)$ определяется $\left(\frac{F}{f_{ж}}\right)$.<br>10. Находится $F = \left(\frac{F}{f_{ж}}\right) \cdot f_{ж}$.<br>11. Определяется общее количество теплообменников в воздухоохладителе $m = \frac{F}{F_э}$ |

См. продолжение.

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| — " — | — " — | — " — | 12. Определяется число теплообменников $n$ (или их групп) параллельно соединенных по хладоносителю $n = \frac{\psi}{\psi'}$. Число $n$ должно быть целым. При дробном $n$ значение $\omega$, принятое по табл. 8., следует изменить.<br>13. Определяется число теплообменников $K = \frac{m}{n}$ последовательно соединенных в одной группе.<br>14. Вычисляется $t_{в.к} = t_{в.н} + \frac{(t_{c_1} - t_{c_2}) C_p}{B_p}$.<br>15. По табл. 4 при известных $(v\gamma)$ и $Z$ определяется $\Delta H$.<br>II. При $t_{в.н} < t_p$.<br>1. Расчет аналогичен предыдущему до п. 4. включительно.<br>2. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$;<br>3. Вычисляется $B_T = \frac{C_p}{M_1 C_в}$.<br>4. Выбираются конкретные значения $\omega$ и $B_p$ по табл. 8 из условия $B_p \leq B_T$, см. п. 44.<br>5. Далее расчет аналогичен предыдущему при $t_{в.н.} \geq t_p$, начиная с п. 6. |

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 | $t_{c_1}$; $t_р$ $t_{в.н.}$; $F$; $\phi_{ж}$; $F_э$; $\phi'_{ж}$; $\psi'$ $G$; $W$; $m$. | $t_{c_2}$; $t_{в.к.}$; $\psi$; $\omega$. | I При $t_{в.н.} \geq t_р$<br>1. Вычисляется $B_р = \frac{W}{G}$. Величина $B_р$ должна находится в пределах табл. 8<br>2. Вычисляется $\left(\frac{F}{\phi_{ж}}\right)$.<br>3. Вычисляется $(V\gamma) = \frac{G}{3600 \cdot \phi_{ж}}$.<br>4. Выбирается $\omega$ по предпочтительным значениям в табл. 8.<br>5. Вычисляется $\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega}$ для всей установки.<br>6. Вычисляется $\left(\frac{\phi_{ж}}{\psi}\right)$.<br>7. Вычисляется число теплообменников (или их групп) $n = \frac{\psi}{\psi'}$ параллельно соединенных по хладоносителю. Число $n$ должно быть целым.<br>8. Вычисляется разность $(t_{c_1} - t_{в.н.})$ См. продолжение |

*Продолжение табл. 10.*

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| | | | 9. По номограмме 3 при известных $\left(\frac{F}{f_{эк}}\right)$, $\left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)$, $\omega$, $(v\gamma)$ и $(t_{c_1} - t_{в.н.})$ определяется $\Delta t_c$<br>10. Вычисляется $t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta t_c$ $c_2$ ; ($c_2$ принимается по табл. 8)<br>11. Определяется $t_{в.к.} = t_{в.н} + \frac{(t_{c_1} - t_{c_2}) \cdot c_p}{B_p}$.<br>12. По табл. 4 при известных $(v\gamma)$ и $z$ вычисляется $\Delta h$. |
| —"— | —"— | —"— | II При $t_{в.н.} < t_p$.<br>1. Вычисляется $M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p}$.<br>2. Вычисляется $B_T = \frac{c_p}{M_1 c_в}$.<br>3 Вычисляется $B_p = \frac{W}{G}$ и проверяется условие $B_p \leq B_T$. Величина $B_p$ должна находится в пределах табл. 8.<br>4. Далее расчет аналогичен предыдущему, начиная с п. 2. |

сухого охлаждения воздуха, отличаются от формулы /II/ в таблице 2 для расчета явного теплообмена, протекающего одновременно с влагообменом. По формуле /II/ или номограмме 2 расчитывать 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 (градирен)

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 $d_0 = 3{,}0 \div 5{,}0$ мм.

54. Специфика расчета совместной работы поверхностного теплообменника на режиме сухого охлаждения воздуха и оросительной камеры (градирни, см.рис.I3) заключается в том, чтобы, подобрав теплообменник, охлаждающий приточный воздух до требуемой температуры $t_{c_2}$, 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 воздухоохладителей, работающих на режимах сухого охлаждения воздуха при $t_{в.н.} > t_р$, изложен в разделе IУ настоящих рекомендаций.

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

$$\Delta\overline{T}_в = A\left(1 + M_1 \cdot R\right) R^{-P} B^{-K}. \qquad (2I)$$

Величина критерия $\Delta\overline{T}_в = \dfrac{t_{в.к} - t_{в.н.}}{t_c - t_р}$ имеет отрицательное значение, так как температура воды после охлаждения $t_{в.к.}$ будет меньше начальной $t_{в.н.}$

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

Данные таблицы II действительны для расчета различных оросительных камер, характеристика которых приведена в табл.I2.

---

x) Расчет различных процессов обработки воздуха в оросительных камерах изложен в "Рекомендациях по расчету оросительных камер" серия В3-25, Госстрой СССР, Сантехпроект, М, 1968 г.

Таблица 11

## Данные для расчета охлаждения воды в оросительных камерах

| Гигрометрическая разность $\Delta t_p = t_c - t_p$ | Характер процесса | Диаметр выходного отверстия форсунок $d_0$, мм | Расчетные зависимости для определения величин $\Delta\bar{T}_в$ и $t_{в.к.}$ | Материалы для упрощения расчетов | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | номограммы | диаграммы |
| $0 \leq \Delta t_p \leq 5,0$ | Охлаждение воды ненасыщенным воздухом | 5,0 ÷ 4,5 | $\Delta\bar{T}_в = 0,136\,(1+M,R)\,R^{-0,3}B^{-0,47}$ (22) | Номограмма 4 | Диаграмма 1 для определения критерия R |
| | | 3,5 | $\Delta\bar{T}_в = 0,15\,(1+M,R)\,R^{-0,3}B^{-0,37}$ (23) | | |
| $0 \leq \Delta t_p \leq 2,0$ | Охлаждение воды насыщенным воздухом | 5,0 ÷ 4,5 | $\Delta t_в = t_{в.к} - t_{в.н} = 0,14\,(t_p - t_{вн})\,R^{0,7}B^{-0,47}$ (24) | | |

Таблица 12

## Характеристика одноступенчатых оросительных камер

| Число рядов форсунок | Направление распыления воды | Плотность расположения форсунок на стояках, шт/м² ряд | Расстояние между рядами форсунок, м | Примечание |
|---|---|---|---|---|
| 2 и 3 | Взаимно-встречное и противоточное | 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 $\Delta t_p = t_{c_1} - t_p$ | Диаметр выходного отверстия форсунок $d_0$, мм | Избыточное давление воды перед форсунками $P_0$, ати | Весовая скорость воздуха в камере, $v\gamma$ кг/м²сек. | Начальная температура распыляемой воды $t_{в.н}$, град. | Температура точки росы воздуха $t_p$, град. | Температура воздуха по сухому термометру $t_{c_1}$, град. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $0 \leq \Delta t_p \leq 50$ | 5,0 ÷ 4,5 | $0,7 \leq P_0 \leq 2,5$ | $1,6 \leq v\gamma \leq 3,0$ | $10 \leq t_{в.н.} \leq 45$ | $-26 \leq t_p \leq 25$ | $0 \leq t_{c_1} \leq 47$ |
| | 3,5 | $1,0 \leq P_0 \leq 3,5$ | | | | |

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 ( $t_p - t_{б.н.}$ ) 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.

6I. Расчет совместной работы поверхностных теплообменников и водоохлаждающих оросительных камер является достаточно сложным и требует увязки I3 независимых переменных. В этой связи с целью облегчения расчетов целесообразно руководствоваться следующим:

I. 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÷I,2. Для облегчения расчетов целесообразно принимать $B_p = I$.

2. Обвязку теплообменников следует осуществлять так, чтобы отношение живых сечений $\frac{f_ж}{\psi}$ не превышало I60÷200 (предпочтительно $\frac{f_ж}{\psi} = 80 \div I20$).

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

4. Коэффициент орошения в оросительной камере (в градир-

не) не должны превышать B=I,6.

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

При этом целесообразно соблюдать следующую последовательность расчета:

а) предварительно назначают конечную температуру воздуха после поверхностного воздухоохладителя $t_{c_2}$ ;

б) вычисляют величину $\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2}$ (где $t_{c_1}$ - начальная температура воздуха);

в) по номограмме 3 или по формуле (I4) в табл.7, при известных конструктивных параметрах теплообменника ( $\frac{F}{f_{ж}}$ ) и ( $\frac{f_{ж}}{\psi}$ ) и при известных ( $v\rho$ ) и $\omega$ , определяют величину начальной движущей силы теплообмена (или начальную разность потенциалов сухого теплообмена), $t_{c_1} - t_{в.н.}$ . Затем вычисляют начальную температуру воды $t_{в.н.}$ , которая должна поступать в воздухоохладитель

$$t_{в.н.} = t_{c_1} - (t_{c_1} - t_{в.н.}) ;$$

г) по уравнению теплового баланса для поверхностных теплообменников

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

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)

$$\Delta \overline{T}_B = \frac{t_{в.к.} - t_{в.н.}}{t_{c_1} - t_p} ;$$

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 I,6 ) и количеству воды $W$ , распыляемой в градирне (равному расходу воды в теплообменнике), вычисляют требуемый расход воздуха в градирне

$$G_к = \frac{W}{B} ;$$

и) по расходу воздуха $G_к$ 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 теплотехнических задач | Заданные величины | Исконные величины | Ход расчета |
|---|---|---|---|
| Прямые | $J_1; t_{c_1}; J_p$ $t_p; t_{в.н}; t_{в.к}$ | $B$ | 1. Определяется $\Delta t_p = t_{c_1} - t_p$.<br>2. Определяется $\Delta \bar{T}_в = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_{c_1} - t_p}$.<br>3. Определяется $B$ по номограмме 4 при известных $t_{в.н}$, $t_p$; $\Delta t_p$ и $\Delta \bar{T}_в$. |
| Обратные | $J_1; t_{c_1}; J_p$ $t_p; t_{в.н}; B$ | $t_{в.к}$ | 1. Определяется $\Delta t_p = t_{c_1} - t_p$.<br>2. Определяется $\Delta \bar{T}_в$ по номограмме 4 при известных $t_{в.н}$; $t_p$; $\Delta t_p$ и $B$.<br>3. Определяется $t_{в.к} = t_{в.н} + \Delta \bar{T}_в (t_{c_1} - t_p)$. |
| | $J_1; t_{c_1}; J_p$ $t_p; B; \Delta t_в$ | $t_{в.н}; t_{в.к}$ | 1. Определяется $t_p = t_{c_1} - t_p$.<br>2. Определяется $\Delta \bar{T}_в = \frac{-\Delta t_в}{t_{c_1} - t_p} = \frac{t_{в.к.} - t_{в.н.}}{t_{c_1} - t_p}$.<br>3. По номограмме 4 при известных $\Delta \bar{T}_в$; $B$; $\Delta t_p$ и $t_p$. Находится $t_{в.н.}$<br>4. Определяется $t_{в.к} = t_{в.н.} + \Delta \bar{T}_в (t_{c_1} - t_p)$ |

## УI. Конструктивные предложения

63. Обвязка 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 компонуются различные воздухоохладители, приведены в приложении 3, разделы I-У, а также на рисунках 2,4,6,8,I0,II,I3 и I4, 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,I0 и спускных линий для удаления из них хладоносителя, как показано на рис. 4,6 и I0.

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 I0.

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 $v\rho$ =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:

$F_э$; $f'_ж$ и $\psi'$ - поверхность охлаждения и 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;

$m = \frac{F}{F_э}$ – общее число теплообменников (элементов) в воздухоохладителе;

$p = \frac{\rho_{ж}}{\rho'_{ж}}$ – число теплообменников (элементов) в фасадном сечении воздухоохладителя (в секции воздухоохладителя), шт.;

$n = \frac{\psi}{\psi'}$ – 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 $F'_э$ и $F''_э$, то общая поверхность воздухоохладителя составит

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

При параллельном соединении по хладоносителю разного числа теплообменников $П_I$ и $П_2$ с живыми сечениями для прохода хладоносителя соответственно $\psi'_1$ и $\psi'_2$ живое сечение всей установки для прохода хладоносителя составит

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

При последовательном соединении по хладоносителю теплообменников с разными живыми сечениями $\psi'_1$ и $\psi'_2$ их среднее живое сечение составит

$$\psi_{ср} = \frac{\psi'_1 + \psi'_2}{2} .$$

## 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 I0 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 I и 2, где иллюстрируется решение более легких обратных задач.

При решении прямых и обратных теплотехнических задач следует руководствоваться положениями, изложенными в разделах Ш,IУ,У и УI 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 бо́льшие 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.I) 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 $t_{c_1}$=34°С, $t_p$=20°С, $J_1$=I7,2 ккал/кг в количестве $G$=77400 кг/ч охлаждается и осушается в поверхностном воздухоохладителе. Начальная температура холодной воды $t_{в.н.}$=5°С. 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. приложение I, размещается четыре теплообменника (P=4). Общее число теплообменников (элементов), из которых собран воздухоохладитель равно восьми ($m$=8). Каждый теплообменник имеет живое сечение для прохода хладоносителя $\varphi'$=0,0038I м2, для прохода воздуха $f_{ж}$=0,672 м2 и поверхность охлаждения $F_э$=79,8 м2.

Определить: Конечные параметры воздуха после воздухоохладителя $J_2$ и $t_{c_2}$ и конечную температуру хладоносителя $t_{в.к.}$.

Решение

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

а/ Вычисляем значение критерия $M_I$

$$M_1 = \frac{t_p - t_{в.н}}{t_{c_1} - t_p} = \frac{20-5}{34-20} = 1{,}07$$

б/ Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя $B_т$

$$B_т = \frac{C_р}{M_1} = \frac{0,24}{1,07} = 0,224$$

в/ Вычисляем относительный расход хладоносителя $B_р$

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

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

2. Определяем критерий глубины установки

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

$$F = F_э \cdot m = 79,8.8 = 638,4 \text{ м}2.$$

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

$$f_{ж} = f'_{ж} \cdot P = 0,672.4 = 2,688 \text{ м}2$$

Тогда

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

3. Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V\gamma = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}} = \frac{77400}{3600.2,688} = 8 \text{ кг/м2сек}$$

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

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

б/ Вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \times 1000 \times \omega} = \frac{49500}{3600 \times 1000 \times 0,45} = 0,03048 \text{ м2}$$

в/ Вычисляем отношение $\frac{\varphi_{ж}}{\psi}$ для всей установки

$$\frac{\varphi_{ж}}{\psi} = \frac{2,688}{0,03048} = 88$$

5. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

Требуемое живое сечение установки для прохода хладоносителя $\psi = 0,03048$ м$^2$ может быть получено при параллельном соединении следующего числа теплообменников (или их групп), каждый из которых имеет живое сечение $\psi' = 0,00381$ 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 $t_p - t_{в.н.} = 20-5 = 15^0$C

На диаграмме I производим построения, аналогичные нанесенному примеру. При $t_p - t_{в.н} = 15^0$C и $t_p = 20^0$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 теплосодержания воздуха $\Delta \bar{J}$

Производим построения на номограмме I.

В квадрате Б:

а/ на шкале $\frac{F}{\rho_{ж}}$ откладываем $\frac{F}{\rho_{ж}} = 238$, точка I;

б/ на шкале $\frac{\rho_{ж}}{\psi}$ откладываем $\frac{\rho_{ж}}{\psi} = 88$, точка 2;

в/ находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\frac{F}{\rho_{ж}} = 238$ с вертикальной прямой $\frac{\rho_{ж}}{\psi} = 88$;

г/ на шкале $\omega$ 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 $V\gamma$ откладываем $V\gamma = 8$ кг/м2 сек, точка 6;

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

з/ откладываем на шкале $M_I R$ значение $M_I R = 2,9I$, точка 8;

и/ находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7 с вертикальной линией $M_I \cdot R = 2,9I$, проведенной из точки 8;

к/ из точки 9 проводим горизонтальную линию до пересечения со шкалой $\Delta \bar{J}$, точка I0;

в точке пересечения находим ответ $\Delta \bar{J}_P = I,69$.

9. Определяем конечное теплосодержание воздуха после воздухоохладителя.

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

$$\Delta J = C_I \, \Delta \bar{J}_P = 0,97 \cdot I,69 = I,63$$

Вычисляем:

$$J_2 = J_1 - \Delta \bar{J} \cdot C_P (t_1 - t_P) = I7,2 - I,63 \times 0,24(34-20) = II,73 \text{ ккал/кг}$$

I0. Определяем величину относительного изменения температуры воздуха $\Delta \bar{T}_C$

Производим построения на номограмме 2.

В квадрате Б:

а) на шкале $\left(\frac{F}{\ell_{ж}}\right)$ откладываем $\frac{F}{\ell_{ж}}$ =238, точка I;

б) на шкале $\left(\frac{\ell_{ж}}{\psi}\right)$ откладываем $\frac{\ell_{ж}}{\psi}$ =88, точка 2;

в) находим точку 3 на пересечении линии $\frac{F}{\ell_{ж}}$ = 238 и прямой $\frac{\ell_{ж}}{\psi}$ =88;

г) на шкале $\omega$ 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 $M_I$ = I,07, точка 8;

и) находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7, с линией $M_I$ = I,07, проведенной из точки 8;

к) из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой $\Delta\bar{T}_c$ точка I0;

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

II. Определяем конечную температуру воздуха после воздухоохладителя.

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

Вычисляем

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

I3. Определяем конечную температуру отепленной воды после воздухоохладителя

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

I4. Определяем аэродинамическое сопротивление шестирядного воздухоохладителя.

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

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

При $Z$ =6 и $V\gamma$ =8 имеем

$$\Delta H=0,323\cdot4,75\cdot22,65=34,8\simeq35\ \text{мм вод.ст.}$$

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

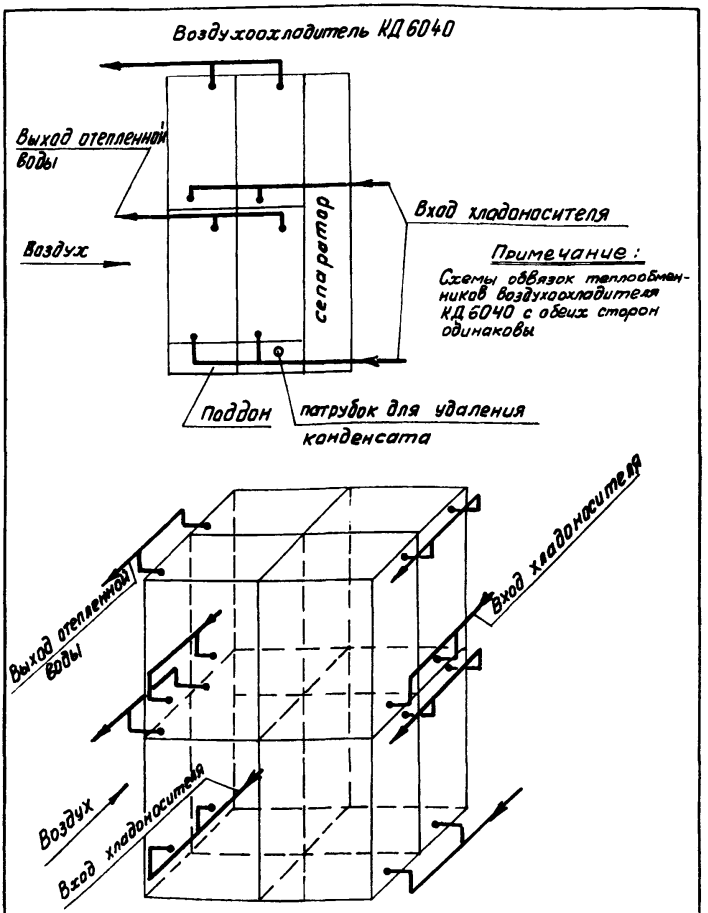



Рис 2. Принципиальная схема обвязки шестирядного неорошаемого воздухоохладителя КД 6040 (к примеру 1)

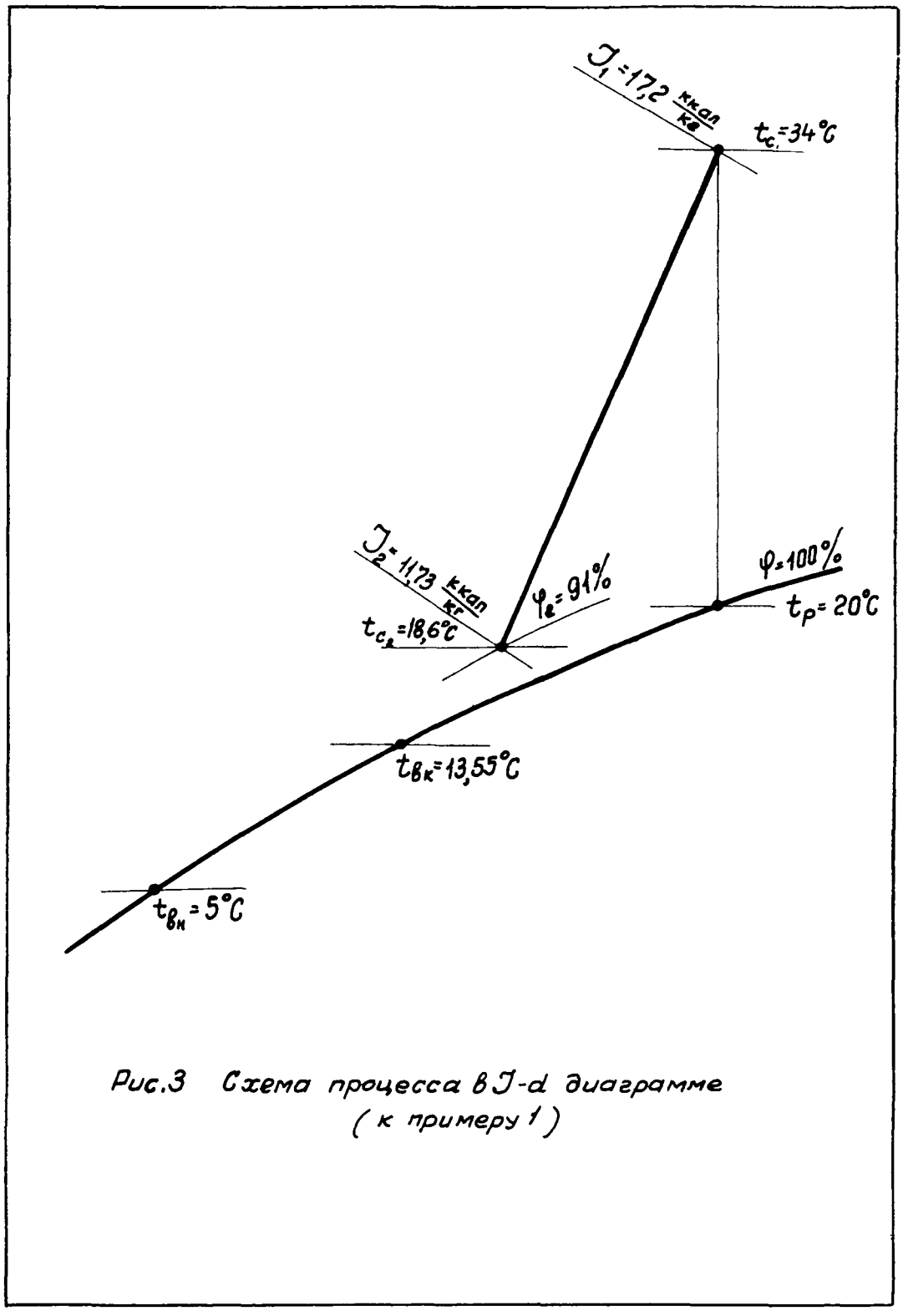



Рис.3 Схема процесса в J-d диаграмме
(к примеру 1)

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 Кд40I9.

Дано: Начальные параметры воздуха и хладоносителя.

Воздух начального состояния $t_{c_1}$ = 3I°C, $t_p$ =I6°C, $J_1$ =I4,5 ккал/кг в количестве $G$ =34000 кг/час. охлаждается и осушается в поверхностном воздухоохладителе. Начальная температура холодной воды $t_{в.н}$=5°C. Расход хладоносителя $W$ =23400 кг/час.

Характеристика воздухоохладителя

Двенадцатирядный воздухоохладитель состоит из четырех типовых секций подогрева Кд40I9. Каждая секция Кд40I9 представляет собой один теплообменник,см.приложение I (P=I), с живым сечением для прохода воздуха $f'_{ж}$ =I,24 м2, для прохода хладоносителя $\psi'$ =0,0042 м2 и с поверхностью охлаждения $F_э$ =I39,8 м2. Общее число теплообменников в воздухоохладителе $m$ =4, число труб по ходу воздуха $Z$ =I2.

Определить: Конечные параметры воздуха после воздухоохладителя $J_2$ и $t_{c_2}$ и конечную температуру хладоносителя $t_{в.к}$ .

Решение

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

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

$$M_1 = \frac{t_p - t_{в.н.}}{t_c - t_p} = \frac{16-5}{31-16} = 0{,}733$$

б/ Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя $B_т$

$$B_т = \frac{C_р}{M_1} = \frac{0,24}{0,733} = 0,327$$

в/ Вычисляем относительный расход хладоносителя $B_р$.

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

Для проведения процессов осушения воздуха см.п.26 при $t_{в.н} < t_р$ достаточно, чтобы $B_р$ был больше $B_т$. В рассматриваемом примере это условие соблюдается($0,69 > 0,32$)

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

При $B_р = 0,69$ $M_т = \frac{C_р}{B_р} = \frac{0,24}{0,69} = 0,347$, тогда

$$t_{в.т.} = t_р - M_т(t_с - t_р) = 16 - 0,347(31-16) = 10,8^0C$$

Температура $t_{в.т.} = 10,8^0C$ является той предельной температурой хладоносителя, при которой теоретически возможно проведение процессов осушения воздуха (для условий рассматриваемого примера т.е. при $B_р = 0,69$). 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

$$F = F_1 \cdot m = 139,8 \cdot 4 = 560 \text{ м}2$$

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

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

3. Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V\gamma = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}} = \frac{34000}{3600 \times 1{,}24} = 7{,}62 \text{ кг/м2сек}$$

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

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

б/ вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{23400}{3600 \times 1000 \times 0{,}775} =$$

$$= 0{,}0084 \text{ м2}$$

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

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

5. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

Требуемое живое сечение установки для прохода хладоносителя $\psi$ =0,0084 м2 может быть получено при параллельном соединении следующего числа теплообменников (или их групп),

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

где $\psi'$ - живое сечение для прохода теплоносителя каждого теплообменника.

При этом число последовательно соединенных теплообменников в каждрй группе составит

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

Общая схема обвязки воздухоохладителя представлена на рисунке 4. Она обеспечивает требуемую величину $\psi$ = 0,0084 м2 и представляет собой параллельно-последовательное соединение четырех теплообменников.

6. Определяем величину критерия $R$.

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

7. Вычисляем произведение критериев $M_I \cdot R$

$M_I \cdot R$ = 0,733.2,51=1,84. Величина $1+M_I \cdot R$ = 2,84.

Значение $1+M_I$ = 1+0,733 = 1,733.

8. Определяем величину относительного изменения теплосодержания 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.

$1+M_I \cdot R = 2,84$; $V\gamma = 7,62$; $V\gamma^{0,43} = 2,39$; $\omega = 0,775$; $\omega^{0,25} = 0,945$;

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

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

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

9. Определяем конечное теплосодержание воздуха после воздухоохладителя.

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

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 (11) и по номограмме 2.

а/ Вычисляем значение величин, входящих в уравнение (11)

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

$$\omega^{0,15} = 0{,}97;\ \frac{F}{f_{ж}} = 451;\ \left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{0,35} = 8{,}5;\ \frac{f_{эк}}{\psi} = 148;\ \left(\frac{f_{эк}}{\psi}\right)^{-0,1} = 0{,}608.$$

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

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

11. Определяем конечную температуру воздуха после воздухоохладителя.

$$t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta\bar{T}_{cp}(t_{c_1} - t_p) = 31 - 1{,}24(31 - 16) = 31 - 18{,}65 = 12{,}45^{\circ}\text{C}.$$

12. Определяем конечную температуру отепленной воды после воздухоохладителя

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

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 $Z$ = I2 расчет выполняем по формуле

$$\Delta H = 2{,}9\, M_I^{0{,}2I} \left( V\gamma \right)^{I{,}5}$$

При $M_I$ = 0,733 и $V\gamma$ = 7,62,

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

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

Примечание:

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

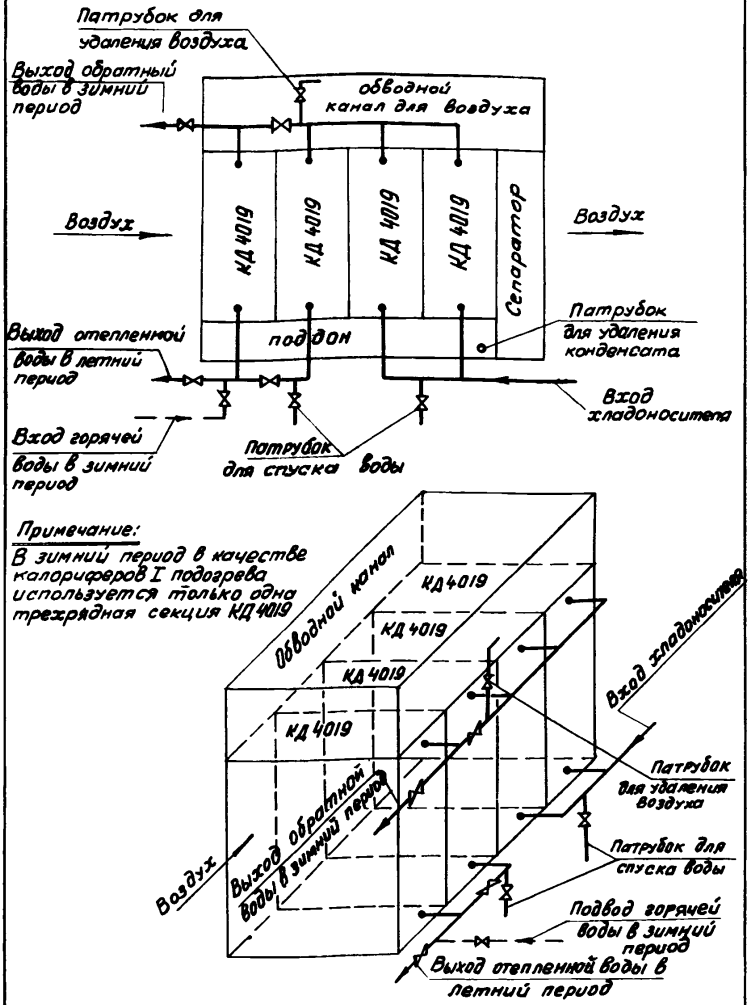



Рис. 4 Принципиальная схема обвязки 12-рядного воздухоохладителя из типовых секций подогрева КД 4019 (к примеру 2)

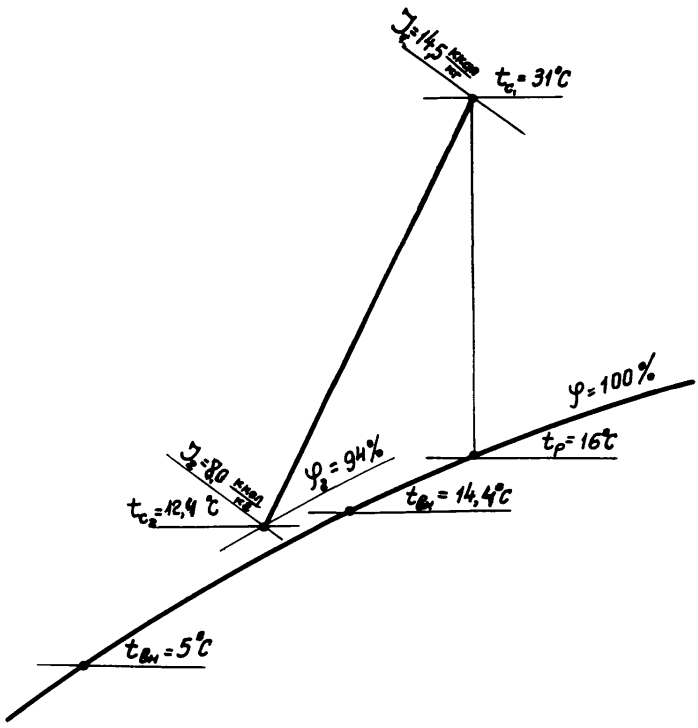



*Рис. 5. Схема процесса в J-d диаграмме (к примеру 2)*

**Пример 3** Расчет процесса охлаждения и осушения воздуха

Решается прямая задача с помощью номограмм I и 2, Для охлаждения и осушения воздуха применен воздухоохладитель, собранный из типовых секций подогрева КД 80I8 и Кд 80I9 с обводными каналами.

**Дано:** Воздух начального состояния, $t_{c_1} = 28{,}5\ ^0C$ $J_1 = 12{,}9$ ккал/кг $t_p = 13{,}5^0C$ /условия для г.Москвы/ в количестве $G = 771\ 00$ кг/час требуется охладить и осушить в поверхностном воздухоохладителе до состояния $t_{c_2} = 14{,}25^0C$ и $J_2 = 8{,}67$ ккал/кг, $\varphi_2 = 85\%$

Начальная температура холодной воды, поступающей в воздухоохладитель $t_{в.н.} = 6^0C$

**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 $B_т$

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

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 $B_т = 0{,}48$.

Согласно рекомендациям, приведенным в п. 26 и табл.3 выбираем значение Вр = 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 $f'_{ж}$ = I,I3 м2

Тогда живое сечение для прохода воздуха составит

$$f_{ж} = P \cdot f'_{ж} = 2 \times I,I3 = 2,26 \text{ м2}$$

Вычисляем весовую скорость воздуха

$$Vf = \frac{G}{f_{ж} \times 3600} = \frac{77100}{2,26 \times 3600} = 9,5 \text{ кг/м2 сек.}$$

Полученная скорость находится в пределах допустимых величин, в приведенных в табл.2.

3. Определяем величину относительного изменения теплосодержания воздуха $\Delta \bar{J}$.

$$\Delta \bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} = \frac{J_1 - J_2}{0,24(t_{c_1} - t_p)} = \frac{12,9 - 8,67}{0,24(28,5 - 13,5)} = \frac{4,23}{3,6} = 1,175$$

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 перекресное 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 $t_p - t_{б.м} = 13,5-6 = 7,5^0C$

На диаграмме I производим построения, аналогичные нанесенному примеру. При $t_p - t_{б.м} = 7,5\ ^0C$ и $t_p = 13,5^0C$ находим $R = 2,45$

6. Вычисляем произведение критериев $M_1 R$.

При $M_1 = 0,5$ величина

$M_1 R = 0,5 \times 2,45 = 1,225$

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 трубках теплообменников $\omega = 0,75$ м/сек, учитывая при этом, рекомендации п.26 о том, что величина $\Psi$ для всей установки при принятой скорости должна быть кратна величине $\Psi'$ 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 / $\frac{F}{f_{ж}}$ /, (из условия обеспечения требуемого значения $\Delta \bar{J}_P$ =I,2I).

Производим построения на номограмме I.

В квадрате А:

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

б/ на шкале $M_1 R$ откладываем $M_1 R$ = I,225, точка 2;

в/ находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\Delta \bar{J}_P$=I,2I и вертикальной прямой $M_1 R$ = I,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 $\omega$ 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 / $\frac{f_{ж}}{\psi}$ / значение $\frac{f_{ж}}{\psi}$ = 79,3, точка 8;

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

к/ из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой $\frac{F}{f_{ж}}$, точка I0.

В точке пересечения находим ответ $\frac{F}{f_{ж}}$ = 3I7.

I0. Определяем величину поверхности охлаждения и подбираем число секций теплообменников.

При $\frac{F}{f_{ж}}$ = 3I7 $F = \left(\frac{F}{f_{ж}}\right) \cdot f_{ж}$ = 3I7·2,26=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 поверхностью нагрева каждого элемента $F'_э$ = I34,3 м2 и одной

секции Кд 8018 с числом теплообменников $m_2 = 2$ и поверхностью нагрева элемента $F_э''$ = 89,5 м2.

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

$$F = m_1 \cdot F_э' + m_2 \cdot F_э'' = 4 \times 134{,}3 + 2 \times 89{,}5 = 716 \text{ м2}$$

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 $\psi$ складывается из суммы живых сечений параллельно соединенных теплообменников (или их групп), имеющих различные живые сечения $\psi_1'$ и $\psi_2'$

При числе параллельно соединенных теплообменников (или их групп) $n_1$ и $n_2$ с живыми сечениями для прохода хладоносителя соответственно $\psi_1'$ и $\psi_2'$ 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 м$^2$ (для Кд 8019) и $\psi_2'$ = 0,00356 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.

I2. Определяем величину критерия глубины $\frac{F}{\varphi_{ж}\,\Delta\bar{T}_c}$ (из условия обеспечения требуемого значения $\Delta\bar{T}_c$ )

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

Результаты построения нанесены на номограмме 2. Величина критерия $\frac{F}{\varphi_{ж}} = 317$, а следовательно и требуемая величина поверхности охлаждения $F = 716$ м2, совпадают с результатами расчета этих величин для обеспечения $\Delta\bar{J}$.

I3. Определяем конечную температуру хладоносителя

$$t_{в.к.} = t_{в.н.} + \frac{\Delta J}{B\rho} = 6 + \frac{4{,}23}{I} = 10{,}23^{0}C.$$

I4. 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

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

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

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

2. Сравнение полученных конечных параметров воздуха после восьмирядного поверхностного охладителя $t_{c_2} = 14{,}25^{0}C$ и $J_2 = 8{,}67$ ккал/кг с результатами расчета двухрядной оросительной камеры $t_{c_2} = 13{,}95^{0}C$ и $J_2 = 8{,}86$ 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: B=I ; $t_{в.н.} = 6^{\circ}C$ ; начальные параметры воздуха для гор. Москвы.

Выбор оросительных камер или поверхностных воздухоохладителей для обработки воздуха должен решаться с учетом технико-экономических показателей и условий работы систем кондиционирования воздуха в каждом отдельном случае.

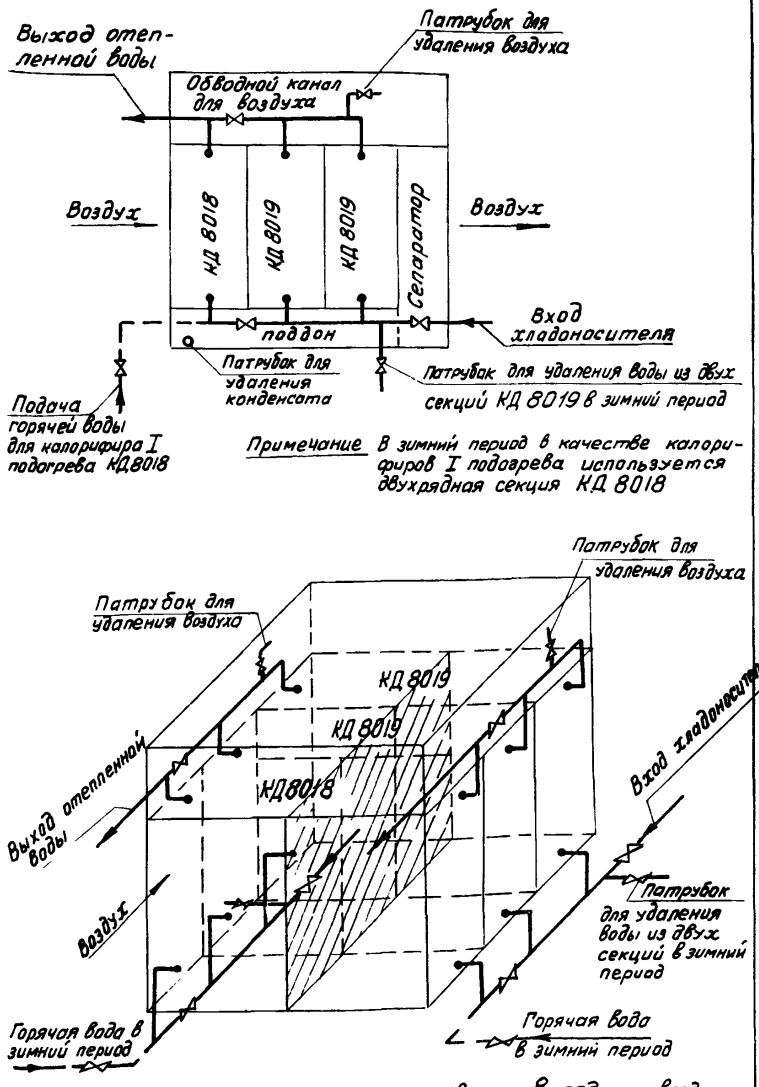



Рис. 6. Принципиальная схема обвязки 8-рядного воздухоохладителя из типовых секций подогрева КД80 (к примеру 3)

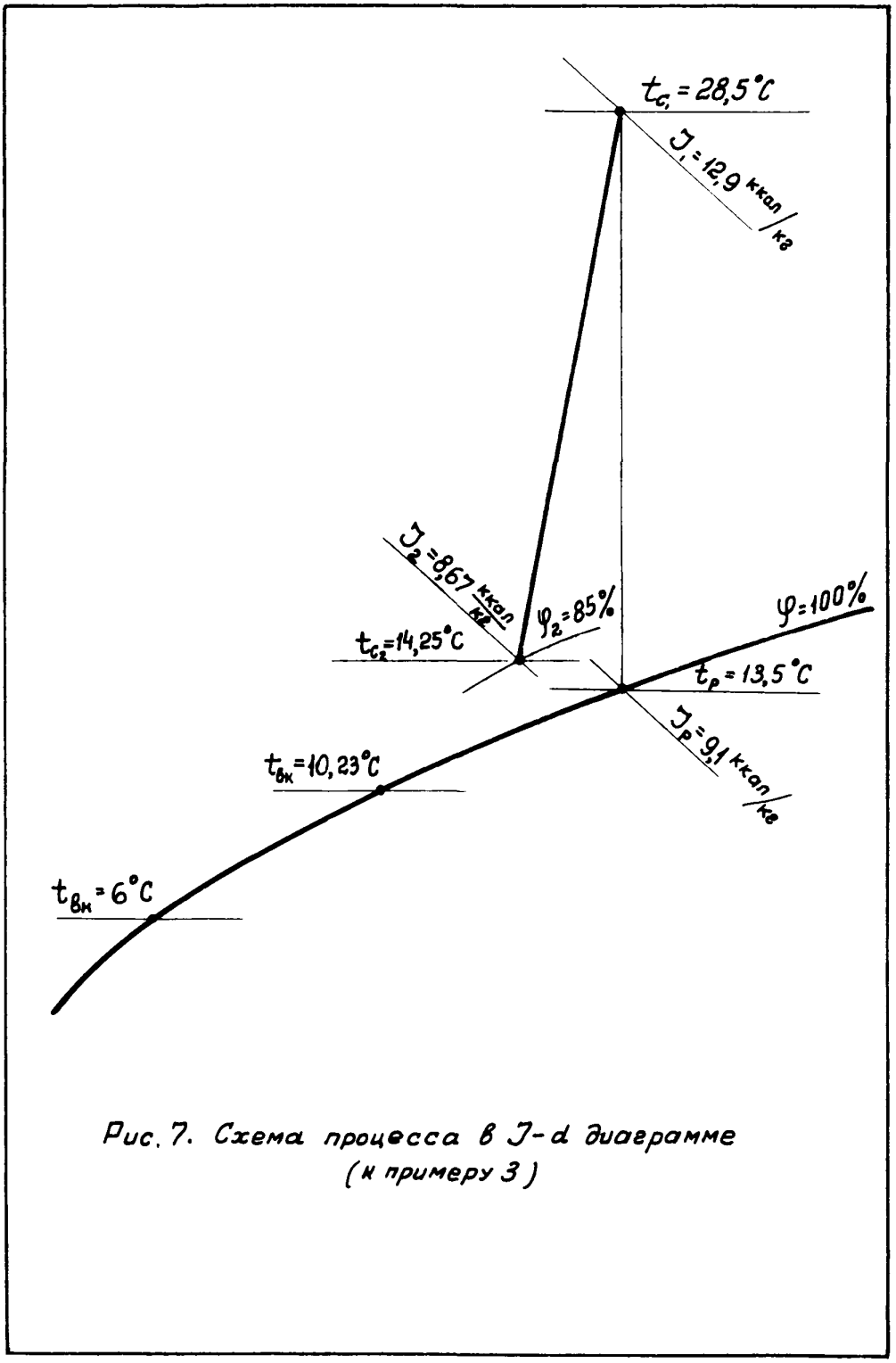



Рис. 7. Схема процесса в J-d диаграмме (к примеру 3)

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 КФСО и КФБО со спирально-навивным оребрением.

Дано: Воздух начального состояния $t_{c_1} = 30^0C$
$J_1 = 15{,}45$ ккал/кг, $t_p = 18{,}5^0C$ в количестве
$G = 24800$ кг/ч требуется охладить и осушить
в поверхностном воздухоохладителе до состояния
$t_{c_2} = 15{,}45^0C$;
$J_2 = 9{,}85$ ккал/кг $\varphi_2 = 92\%$
Начальная температура холодной воды, поступающей в воздухоохладитель $t_{в.н.} = 5^0C$.

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 $M_I$

$$M_1 = \frac{t_p - t_{в.н}}{t_{c_1} - t_p} = \frac{18{,}5 - 5}{30 - 18{,}5} = 1{,}175$$

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 КФСО-10 и КФБО-10 со спирально-навивным оребрением.
С целью обеспечения весовой скорости $V\rho$ в допустимых пределах $V\rho \leq 10$, (см.табл.3) в фасадном сечении воздухоохладителя размещаем два калорифера (Р=2).

Живое сечение одного калорифера для прохода воздуха $f'_ж = 0,431$ м2 (см.приложение I).

Тогда живое сечение всей установки для прохода воздуха

$$f_ж = f'_ж \cdot p = 0,431 \cdot 2 = 0,862\ м^2$$

Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V\rho = \frac{G}{f_ж \cdot 3600} = \frac{24.800}{0,862 \cdot 3600} = 8\ кг/м^2сек$$

3. Определяем величину относительного изменения теплосодержания воздуха

$$\Delta\bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{J_1 - J_p} = \frac{J_1 - J_2}{0,24(t_{c_1} - t_p)} = \frac{15,45-9,85}{0,24/30-18,5/} = \frac{5,6}{2,76} = 2,03$$

Учитывая перекрестное движение воздуха и воды в принятых к установке калориферах, вводим поправку $C_I$ =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 $\Delta\bar{T}_c$

$$\Delta\bar{T}_c = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_p} = \frac{30-15,45}{30-18,5} = 1,265$$

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 $t_р - t_{в.н.} = 18,5-5 = 13,5^0C$

На диаграмме I производим построения аналогичные нанесенному примеру. При $t_р - t_{в.н} = 13,5^0C$ и

$t_{в.н} = +5^0C$ находим $R = 2,65$

6. Вычисляем произведение критериев $M_1R$, а также величины $(1 + M_1R)$ и $(1 + M_1)$

$$M_1R = 1,175 \cdot 2,65 = 3,11;\ 1+M_1R = 4,11;\ 1+M_1 = 1+1,175 = 2,175$$

7. Определяем расход охлаждающей воды

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

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

а/ принимаем по табл. 3 величину скорости воды в трубках теплообменников $\omega = 0,5$ 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 $\Delta \bar{J}_р$ ).
I. Расчет производим по формуле (10) в табл. 2
а/ вычисляем значения величин входящих в уравнение (10).

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

$$1 + M_1R = 4,11;\quad \Delta \bar{J}_р = 2,09.$$

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

$$\left(\frac{F}{f_ж}\right)^{0,53} = \frac{\Delta\bar{J}_p \cdot (Vr)^{0,43} \cdot \left(\frac{f_ж}{\psi}\right)^{0,16}}{0,145\,(1+M_1R)\cdot\omega^{0,25}} =$$

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

П. Производим построения на номограмме I (предназначенной для процессов охлаждения и осушения воздуха)
Выполняя построения на номограмме I в последовательности, подробно изложенной в п.9, предыдущего примера 3, в квадрате Б найдем,что $\frac{F}{f_ж}$ =26I

IO. Определяем величину поверхности охлаждения и подбираем число калориферов.

При $\frac{F}{f_ж}$ =26I, $F = \left(\frac{F}{f_ж}\right) \cdot f_ж$ =26I.0,862=225 м2

Требуемая поверхность охлаждения $F$ =225 м2 может быть составлена в соответствии с приложением I, из двух ($m_1$=2 ) трехрядных калориферов КФСО-IO, каждый из которых имеет поверхность $F_э'$ = 48,22 м2, и из двух ($m_2$=2) четырехрядных калориферов КФБО-IO с поверхностью калорифера $F_э''$=64,29 м2.

Общая поверхность охлаждения всех четырех теплообменников составит требуемую величину

$$F = m_1 \cdot F_э' + m_2 \cdot F_э'' \quad = 2 \times 48,22 + 2 \times 64,29 = 225 \text{ м2}$$

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 проходу хладоносителя составляет $\Psi$ =0,0I69 м2.
При последовательном соединении калориферов КФСО-IO и КФБО -IO среднее живое сечение проходу хладоносителя (см. приложение I) составит:

$$\psi_{ср}' = \frac{\psi_1' + \psi_2'}{2} = \frac{0,0193+0,0145}{2} = 0,0169 \text{ м2}$$

В связи с тем, что полученная величина $\Psi'_{ср}$ 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 КФСО-10, затем два калорифера КФБО-10).

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

I. Расчет производим по формуле (11) в табл.2

а/ Вычисляем значения величин, входящих в уравнение (11).

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

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

б/ определяем $\frac{F}{f_ж}$

Вначале вычисляем

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

II. 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 $\Delta\bar{J}_p$ совпадают. Если значение поверхности охлаждения для обеспечения $\Delta\bar{J}$ 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

$$t_{в.к.} = t_{в.н} + \frac{\Delta J}{B_р} = 5 + \frac{5,6}{1,22} = 5 + 4,6 = 9,6\ ^{\circ}C$$

I4. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя. При $M_I$ = I,I75 процесс осушения характеризуется высокой интенсивностью влаговыделения. Аэродинамическое сопротивление при этих условиях определяется по формулам (I5) и (I6) с введением коэффициента K=I,2; см. п.37.

При $V\gamma$ = 8 для калориферов КФСО имеем

$$\Delta H = 0{,}335 \left( V\gamma \right)^{2{,}0I} \times K = 2I{,}9 \times I{,}2 = 26{,}3 \text{ мм.в.ст.}$$

Для калорифера КФБО

$$\Delta H = 0{,}43I \left( V\gamma \right)^{I{,}94} \times K = 24{,}2 \times I{,}2 = 29{,}0 \text{ мм.в.ст.}$$

Суммарное аэродинамическое сопротивление составит

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

На этом теплотехнический расчет считается законченным.

Схема соединения воздухоохладителей показана на рис.8. Процесс в $J-d$ 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 = I,05, что создаст запас поверхности охлаждения.

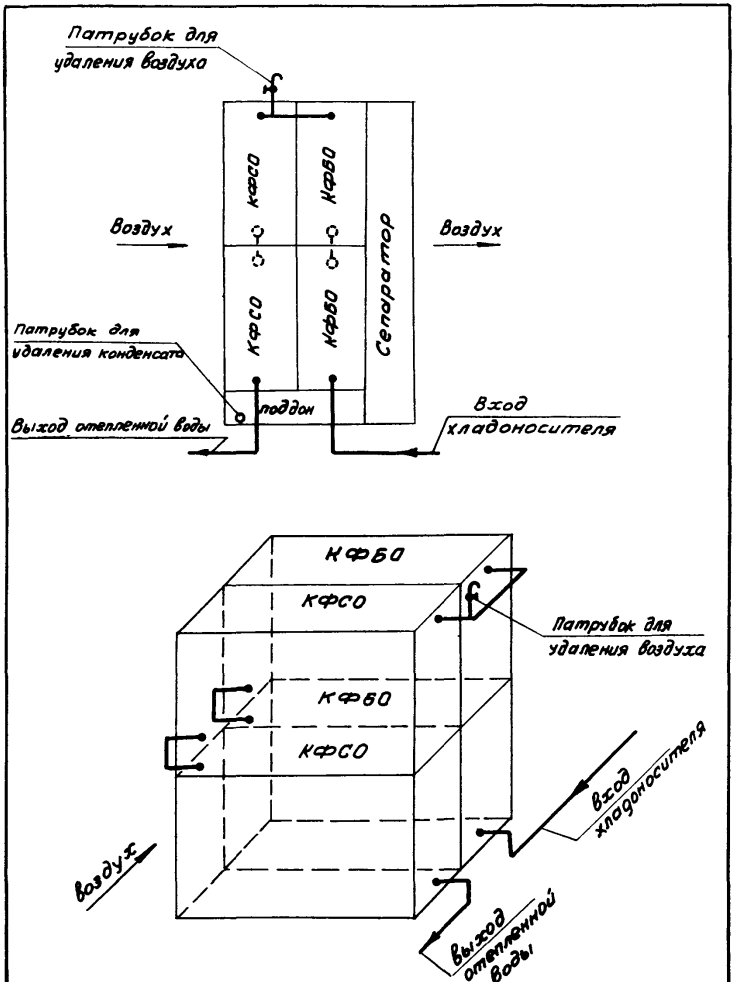



Рис. 8. Принципиальная схема обвязки 7-рядного воздухоохладителя из калориферов КФСО и КФБО (к примеру 4)

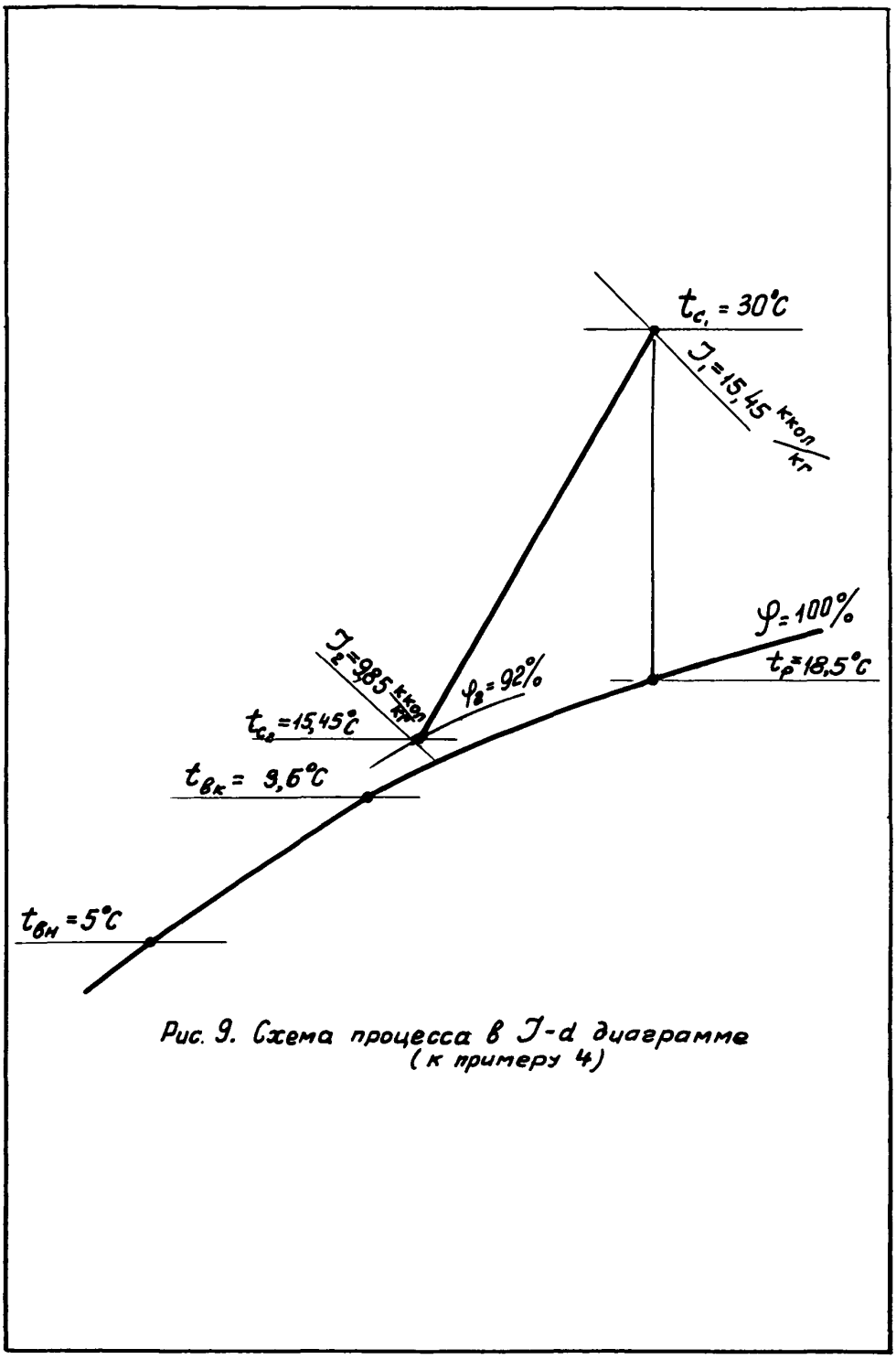



Рис. 9. Схема процесса в J-d диаграмме
(к примеру 4)

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 $t_{c_1} = 28,5^0C$ $\mathcal{J}_1 = 12,9$ ккал/кг, $t_p = 13,5^0C$ (условия для г.Москвы) в количестве $G = 79500$ кг/ч охлаждается без изменения влагосодержания в поверхностном воздухоохладителе. Начальная температура холодной воды $t_{в.н.} = 6^0$ ($t_{в.н.} < t_p$) 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 $f'_{ж} = 1,13$ м2 и поверхность нагрева $F'_э = 89,5$ м2. Число теплообменников в Кд 8018 равно двум ($m_1=2$). Каждый теплообменник секции Кд 8019 имеет живое сечение для прохода хладоносителя $\psi'_2 = 0,00534$, для прохода воздуха $f'_{ж} = 1,13$ м2 и пов.нагрева $F''_э = 134,34$ 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 $\mathcal{J}_2, t_{c_2}$, конечную температуру хладоносителя $t_{в.к.}$ и скорость воды в трубках теплообменников $\omega$.

Решение

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

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

б) Вычисляем значение критерия $M_I$

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

в) Вычисляем теоретическую величину относительного расхода хладоносителя Вт.

$$Вт = \frac{Ср}{M_I C_в} = \frac{0{,}24}{0{,}5 \times I} = 0{,}48.$$

г) Вычисляем действительное значение относительного расхода хладоносителя

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

Сравнение значений Вр и Вт 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 $t_{в.н.} = 6°C$, значительно меньшую точки росы воздуха $t_р$ = 13,5°С. Расчет проводим по номограмме 3. Если же, как это показано в примере 3, расход хладоносителя увеличить до 77100 кг/час, что соответствует Вр=I, то в воздухоохладителе будет осуществляться процесс осушения воздуха при той же $t_{в.н.}$ = 6°С.

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

$F = m_1 \cdot F_э' + m_2 F_э'' = 2 \cdot 89{,}5 + 4 \cdot 134{,}3 = 716$ м2.

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

$$f_{ж} = p \cdot f_{ж}' = 2 \cdot 1{,}13 = 2{,}26 \text{ м2}.$$

Тогда критерий глубины

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

3. Вычисляем весовую скорость воздуха

$$V\gamma = \frac{G}{3600 \cdot f_{ж}} = \frac{79500}{3600 \cdot 2{,}26} = 9{,}8 \text{ кг/м2 сек}.$$

4. Определяем критерий живых сечений для всей установки $\frac{\rho_{ж}}{\psi}$.

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

$$\psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{41000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,4} = 0,0285 \text{ м2}$$

в/ Вычисляем значение $\frac{\rho_{ж}}{\psi}$ для всей установки

$$\frac{\rho_{ж}}{\psi} = \frac{2226}{0,0285} = 79,3.$$

5. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

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

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

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

$\psi$ = 2x0,00356+4x0,00534 = 0,0285 м2.

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

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

$$t_{c_1} - t_{в.н.} = 28,5 - 6 = 22,5^{0}\text{C}.$$

7. Определяем величину охлаждения воздуха в поверхностном охладителе $\Delta t_c$.

Производим построения по номограмме 3

В квадрате Б:

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

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

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

г) на шкале $\omega$ 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 $v\gamma$ откладываем $v\gamma$ = 9,8 кг/м2 сек. точка 6;

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

з) откладываем на шкале ( $t_{c_1} - t_{в.н.}$) значение ( $t_{c_1} - t_{в.н.}$)= 22,5°С, 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 $\Delta t_c$ , точка I0, в которой находим отчет $\Delta t_c$ = I4,35°С.

Аналогичное значение $\Delta t_c$ получаем и по формуле (I4) 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 80I8 и Кд 80I9. Тогда:

$\Delta t = \Delta t_c \cdot C_2$ = I4,35 x 0,98 = I4,I .

Вычисляем конечную температуру воздуха

$t_{c_2} = t_{c_1} - \Delta t$ = 28,5-I4,I = I4,4°С .

9. Определяем конечную температуру отепленной воды после воздухоохладителя

$$t_{в.к.} = t_{вн} + \frac{(t_{c_1} - t_{c_2}) \cdot C_p}{B_p} = 6 + \frac{I4,1 \text{x} 0,24}{0,5I5} = 6+6,57=I2,6^{0}\text{С}.$$

I0. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя.

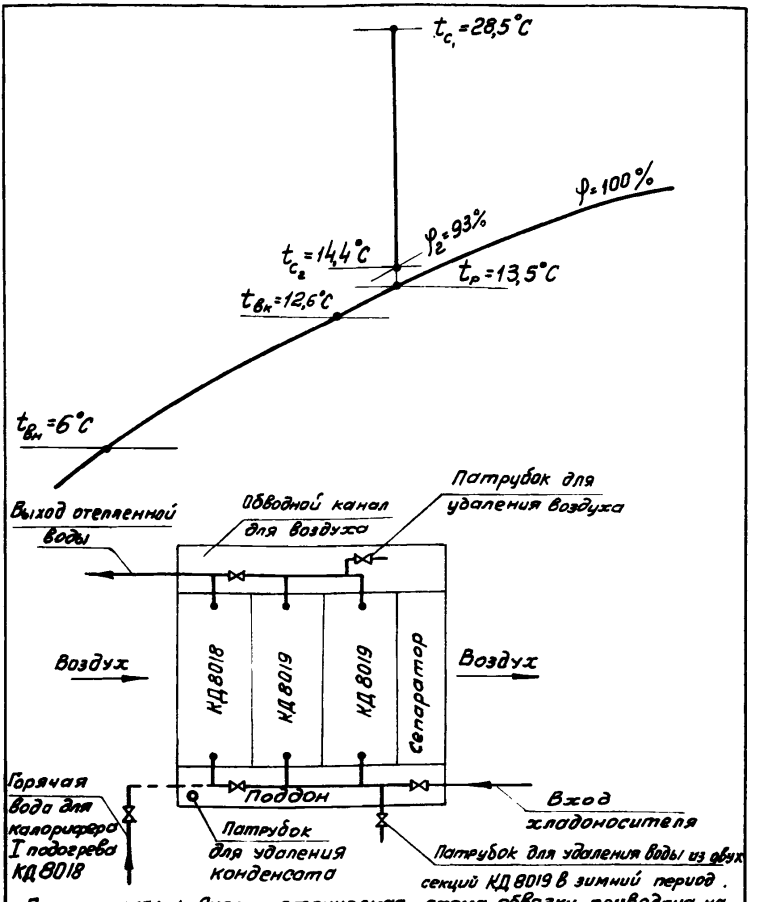
Согласно табл. 4 для сухого охлаждения воздуха расчет производим по формуле $\Delta H = 0,0866\, Z\,(v\gamma)^{1,87}$.

При $Z$ = 8 и $v\gamma$ = 9,8 имеем

$\Delta H$ = 0,0866x8x7I,6= 49,6 мм.вод.ст.

На этом теплотехнический расчет считается законченным.

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




Примечания: 1. Аксонометрическая схема обвязки приведена на рис. 6 (к примеру 3)
2. В зимний период в качестве калориферов I подогрева используется двухрядная секция КД 8018

Рис. 10. Схема процесса в J-d диаграмме и принципиальная схема обвязки 8-ми рядного воздухоохладителя из типовых секций подогрева КДВО (к примеру 5)

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 I20I9.

Дано: Воздух начального состояния $t_{c_1}$ = 28,5°С, $J_1$ = I2,9 ккал/кг, $t_p$ = I3,5°С (условия для гор.Москвы) в количестве $G$ = II5000 кг/час требуется охладить в поверхностном воздухоохладителе при $d = const$ до состояния $t_{c_2}$ =22,I5°С. Начальная температура холодной воды, поступающей в воздухоохладитель после градирни $t_{в.н.}$=2I,4°С .

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

Решение

I. Определяем достаточные условия для сухого охлаждения воздуха.

Согласно рекомендациям в пп. 44 температура холодной воды $t_{в.н.} > t_р$ 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 $G$ =II5000 кг/ч воздуха принимаем к установке воздухоохладитель, который будет состоять из типовых трехрядных секций подогрева Кд I20I9 (см.приложение I). В фасадном сечении секции Кд I20I9 размещены четыре теплообменника (Р=4), каждый из которых имеет живое сечение для прохода воздуха $f'_ж$ = 0,888 м2.

Тогда живое сечение всей установки для прохода воздуха составит:

$$f_ж = f'_ж \cdot P = 0{,}888 \times 4 = 3{,}55 \text{ м2} .$$

Определяем весовую скорость воздуха

$$v\gamma = \frac{G}{f_ж \times 3600} = \frac{II5000}{3{,}55 \times 3600} = 9 \text{ кг/м2 сек.}$$

3. Определяем величину охлаждения воздуха в поверхностном охладителе

$$\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2} = 28{,}5 - 22{,}I5 = 6{,}35^0\text{C} .$$

Вводим поправку $C_2$ = 0,98 (см.табл.8) на перекрестное движение воздуха и воды в теплообменниках Кд I20I9.

С учетом этой поправки расчетный перепад температур составит:

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

4. Определяем начальную движущую силу теплообмена

$$t_{c_1} - t_{в.н.} = 28{,}5 - 2I{,}4 = 7{,}I^0\text{C} ,$$

5. Определяем относительный расход хладоносителя Вр Учитывая величину охлаждения воздуха $\Delta t_c$ =6,35°С при небольшой начальной движущей силе теплообмена $(t_{c_1} - t_{в.н.})$=7,I°С

выбираем в табл.8 значение $B_p = I$.

6. Вычисляем расход охлаждающей воды $W$

$$W = B_p \cdot G = I.II5000 = II5000 \text{ кг/час}$$

7. Определяем критерий живых сечений для всей установки $\frac{f_ж}{\Psi}$

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

б/ Вычисляем требуемое живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\Psi = \frac{W}{3600 \cdot 1000 \cdot \omega} = \frac{II5000}{3600.I000.0,98} = 0,0325 \text{ м2}$$

в/ Вычисляем значение

$$\frac{f_ж}{\Psi} = \frac{3,55}{0,0325} = I09$$

8. Определяем критерий глубины $\frac{F}{f_ж}$

Производим построения на номограмме 3.

В квадрате А :

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

б/ на шкале $(t_c - t_{в.н})$откладываем значение $(t_c - t_{в.н})$ =7,I°С, точка 2;

в/ находим точку 3 на пересечении горизонтальной линии $\Delta t_c$ =6,5 с вертикальной прямой $(t_c - t_{вн})$=7,I°С;

г/ на шкале $(V\!f)$ откладываем значение $V\!f$ =9кг/м2сек, 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 $\omega$ откладываем значение $\omega$ =0,98 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 $\frac{f_{ж}}{\psi}$ значение $\frac{f_{ж}}{\psi}$ =I09, точка 8;

и/ находим точку 9 на пересечении прямой, проведенной параллельно направляющим из точки 7 с вертикальной линией $\frac{f_{ж}}{\psi}$ =I09, проведенной из точки 8;

к/ из точки 9 проводим горизонтальную прямую до пересечения со шкалой $\frac{F}{f_{ж}}$, точка I0, в которой находим ответ $\frac{F}{f_{ж}}$ =475.

Аналогичное значение $\frac{F}{f_{ж}}$ получим по формуле (I4) в табл.7

9. Определяем поверхность охлаждения и подбираем число секций теплообменников

При $\frac{F}{f_{ж}}$ =475 получим $F=(\frac{F}{f_{ж}})\cdot f_{ж}$ =475.3,55=I688 м2

Определяем число теплообменников (элементов) , из которых состоит воздухоохладитель, учитывая, что поверхность каждого теплообменника составляет $F_э$ = I04 м2 (см. приложение I).

$$m = \frac{F}{F_э} = \frac{I688}{I04} = I6$$

Учитывая, что в каждой секции Кд I20I9 содержится четыре теплообменника (Р=4), следует принять к установке $\frac{I6}{4}$ = 4 трехрядных секции подогрева КдI20I9.

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

$$\Sigma = 4x3=I2 \text{ рядов}$$

I0. Определяем схему соединения теплообменников по хладоносителю.

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

При требуемой для всей установки величине $\psi$ =0,0325м2 вычисляем число групп теплообменников $n$, параллельно соединенных по хладоносителю, учитывая, что живое сечение у каждой группы составляет $\psi'$=0,0042 м2, (см. приложение I).

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

Число теплообменников последовательно соединенных в каждой группе составит

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

Таким образом, общая схема обвязки воздухоохладителя, представленная на рис.11 и обеспечивающая требуемое живое сечение для прохода хладоносители $\psi$ =0,0825 м2, представляет собой параллельное соединение восьми групп теплообменников. В каждой группе по высоте установки расположено два теплообменника.

11. Определяем конечную температуру отепленной воды

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

12. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя .

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

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

При $Z$ =12 и $v\rho$ =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.11. Процесс в $J-d$ диаграмме представлен на рис.12.

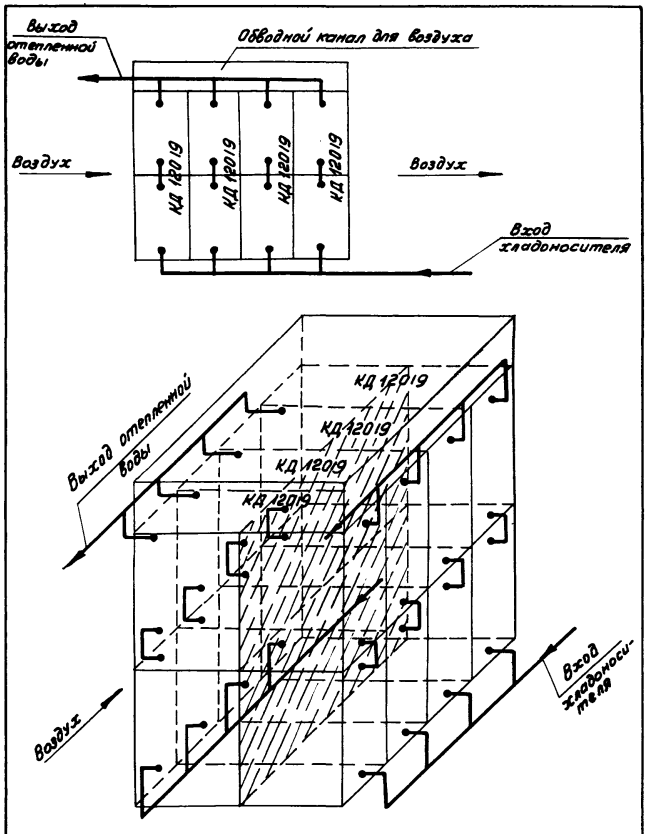



Рис 11 Принципиальная схема обвязки 12-ти рядного воздухоохладителя из типовых секций подогрева КД 12019 (к примеру 6)

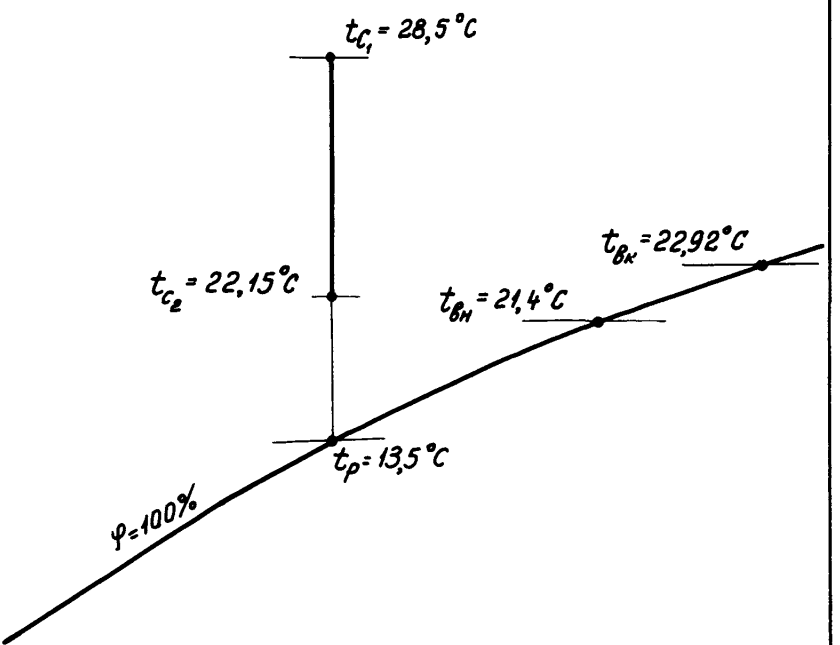



Рис 12 Схема процесса в J-d диаграмме (к примеру 6)

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°С, $J_1$ =I2,9 ккал/кг, $t_р$ =I3,5°С (условия для г.Москвы) в количестве $G$ =II5000 кг/час требуется охладить в поверхностном воздухоохладителе без изменения влагосодержания ( $d_1 = d_2 = const$ ) до состояния $t_{c_2}$= 22,I5°С.

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 $G_к$.

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 I3 независимых переменных. Для облегчения расчета следует руководствоваться методикой изложенной в п.6I 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 $F, \Psi, \Psi', \ell_{ж}$ и $\ell'_{ж}$.

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 м2, $f'_{ж}$=0,638 м2 и $F_{э}$ =69,9 м2 (прил.I).

При расходе воздуха $G$=II5000 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

$$f_{ж} = f'_{ж} \cdot P = 0{,}638 \times 6 = 3{,}83 \text{ м2}.$$

Определяем весовую скорость воздуха

$$v\gamma = \frac{G}{3600 \times f_{ж}} = \frac{II5000}{3600 \times 3{,}83} = 8{,}34 \text{ кг/м2 сек}.$$

2. Определяем расход охлаждающей воды.

По рекомендациям п.6I принимаем относительный расход хладоносителя в теплообменнике Bp=I. Тогда

$$W = BpG = I.II5000 = II5000 \text{ кг/час}.$$

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

а) выбирая скорость воды в трубках теплообменников $\omega$ необходимо учитывать, чтобы живое сечение всей установки $\Psi$ было кратным живому сечению одного теплообменника $\Psi'$. Выбираем скорость $\omega$ = I,I8 м/сек,(см.п.6I.3);

б) вычисляем живое сечение всей установки для прохода хладоносителя

$$\Psi = \frac{W}{3600 \cdot I000 \cdot \omega} = \frac{II5000}{3600 \cdot I000 \cdot I{,}I8} = 0{,}027I \text{ м2};$$

в) определяем число параллельно соединенных калориферов

$$n = \frac{\Psi}{\Psi'} = \frac{0{,}027I}{0{,}00271} = I0 \text{ шт}.$$

Следовательно, схема обвязки калориферов,рис.I3, должна представлять собой параллельно соединенные I0 групп калориферов с живым сечением каждой группы $\Psi$ = 0,00271 м2.

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

$$\frac{f_{ж}}{\Psi} = \frac{3{,}83}{0{,}027I} = I4I{,}5.$$

4. Вычисляем величину охлаждения воздуха

$$\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2} = 28{,}5 - 22{,}I5 = 6{,}35^{\circ}C.$$

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

$$\Delta t_{с.р.} = \frac{\Delta t}{C_2} = \frac{6,35}{0,98} = 6,49^0C.$$

5. Определяем критерий глубины воздухоохладителя ( $\frac{F}{f_{эк}}$ )

Принимаем (предварительно) значения критерия глубины ( $\frac{F}{f_{эк}}$ )=470 (см.также результаты расчета в примере 6, где для аналогичных условий получено $\frac{F}{f_{эк}}$ = 475).

6. Определяем начальную движущую силу теплообмена ($t_{с_1}-t_{в.н}$);

а) по номограмме 3, при известных ( $\frac{F}{f_{эк}}$ ), ( $\frac{f_{эк}}{\varphi}$ ), $\omega$ ( $v\rho$ ) и $\Delta t_{ср}$, решаем обратную задачу и находим величину $t_{с_1}-t_{в.н.}$ 7,I$^0$C;

б) аналогичный результат получим и по формуле (I4).

7. Определяем начальную температуру охлаждающей воды

$$t_{в.н.} = t_{с_1}-(t_{с_1}-t_{в.н}) = 28,5-7,I=2I,4^0C.$$

8. Определяем конечную температуру воды после воздухоохладителя

$$t_{в.к} = t_{в.н.} + \frac{(t_{с_1}-t_{с_2})C_p}{B_p} = 2I,4 + \frac{6,35x0,24}{I} = 22,92^0C.$$

9. Определяем поверхность охлаждения всей установки при ( $\frac{F}{f_{эк}}$ ) = 470

$$F = \left(\frac{F}{f_{эк}}\right) f_{эк} = 470 . 3,83 = I800 \text{ м2}.$$

Вычисляем число калориферов К4ВП, из которых собирается воздухоохладитель.

$$m = \frac{F}{F_э} = \frac{I800}{69,9} = 25,8 \text{ шт.}$$

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 30.69,9=2I00 м2, что обеспечит запас в I7% ( $\frac{F}{f_{эк}} \simeq 548$).

I0. Уточняем схему соединения калориферов по хладоносителю.

Число калориферов последовательно соединенных в каждой группе, при числе параллельных групп n=I0, будет равно

$$\frac{m}{n} = \frac{30}{I0} = 3 \text{ калорифера}.$$

Схема соединений калориферов по хладоносителю показана на рис. I3.

II. Определяем аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя.

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

$$\Delta H = 0{,}1\,75.5\,(V\rho)^{1{,}72} = 33 \text{ мм.вод.ст.}$$

Таким образом, в воздухоохладителе с выбранными конструктивными параметрами ($F = 2100$ м2; $\psi = 0{,}027I$ м2; $f_{ж} = 3{,}83$ м2) будет обеспечено охлаждение II5000 кг/ч воздуха от $t_{c_1} = 28{,}5^0$С до $22{,}I5^0$С. При этом температура охлаждающей воды должна быть $t_{в.н.} = 2I{,}4^0$С, $t_{в.к.} = 22{,}92$ ($\sim 23^0$С). и расход охлаждающей воды $W = II5000$ 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 (методику расчета см.в табл.I4).

Дано: Для обеспечения работы поверхностного охладителя (охлаждающего воздух в количестве $G = II5000$ кг/ч от $28{,}5^0$С до $22{,}I5^0$С) требуется охладить циркуляционную воду в количестве $W = II5000$ кг/час от $t_{в.н.} = 22{,}92^0$С до $t_{в.к.} = 2I{,}4^0$С.

Вода с температурой $t_{в.к.} = 2I{,}4^0$С подается в поверхностный охладитель (см.рис.I3). Начальные параметры воздуха перед входом в камеру соответствуют расчетным условиям для гор. Москвы $t_{c_1} = 28{,}5^0$С, $\mathcal{J}_1 = I2{,}9$ ккал/кг, $t_p = I3{,}5^0$С.

Определить: Коэффициент орошения В, количество охлаждающего воздуха $G_к$ и номинальную производительность оросительной камеры, оснащенной форсунками $d_0 = 3{,}5$ мм.

Решение

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

$$\Delta t_p = 28{,}5 - 13{,}5 = 15^0C.$$

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

$$\Delta \bar{T}_B = \frac{t_{в.к.} - t_{в.н.}}{t_{c_1} - t_p} = \frac{21{,}4 - 22{,}92}{28{,}5 - 13{,}5} = -0{,}101.$$

3. Определяем коэффициент орошения В по номограмме 4:

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

б) из точки "а" проводим горизонтальную прямую (в квадрат А) до пересечения в точке "б" с кривой, соответствующей вычисленному значению $\Delta t_p$ = 15°С;

в) из точки "б" проводим прямую параллельную наклонным направляющим до пересечения с немой шкалой $\alpha$ 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 В=1,3.

е) аналогичный результат получим и в результате вычисления по расчетной формуле (23) $\Delta \bar{T}_B = 0{,}15\,(1 + M_1 R)\, R^{-0{,}3} B^{-0{,}37}$

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.

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

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.

$$v\rho = \frac{G}{3600 \times \varphi_ж} = \frac{88500}{3600 \times 7{,}9} = 3{,}1 \text{ кг/м2сек}.$$

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 $P_0$ = = 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 $\varphi_2 \simeq 98\%$.

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

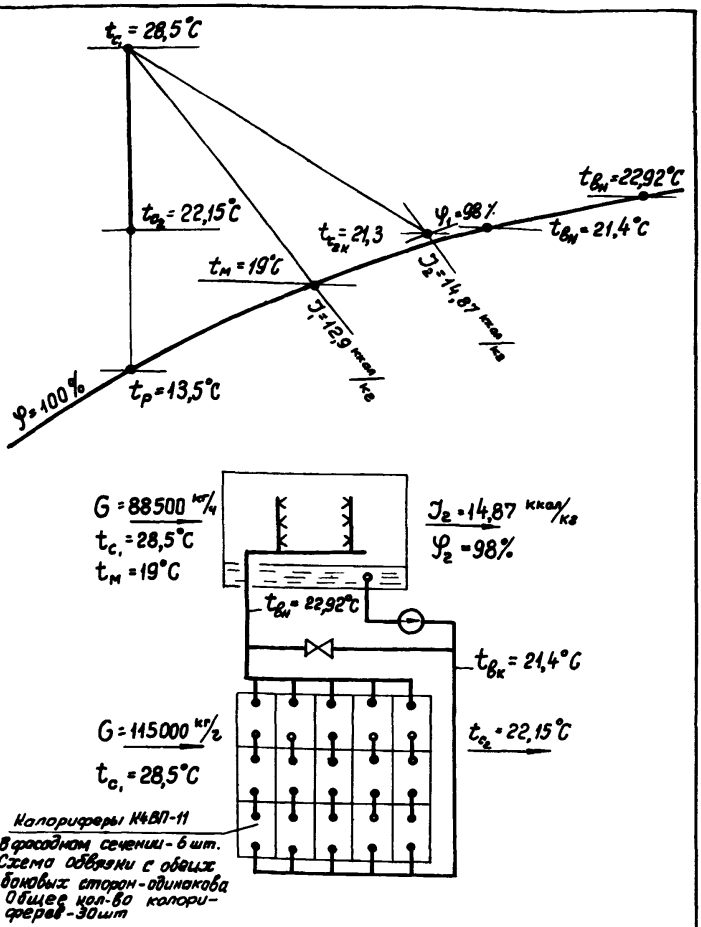
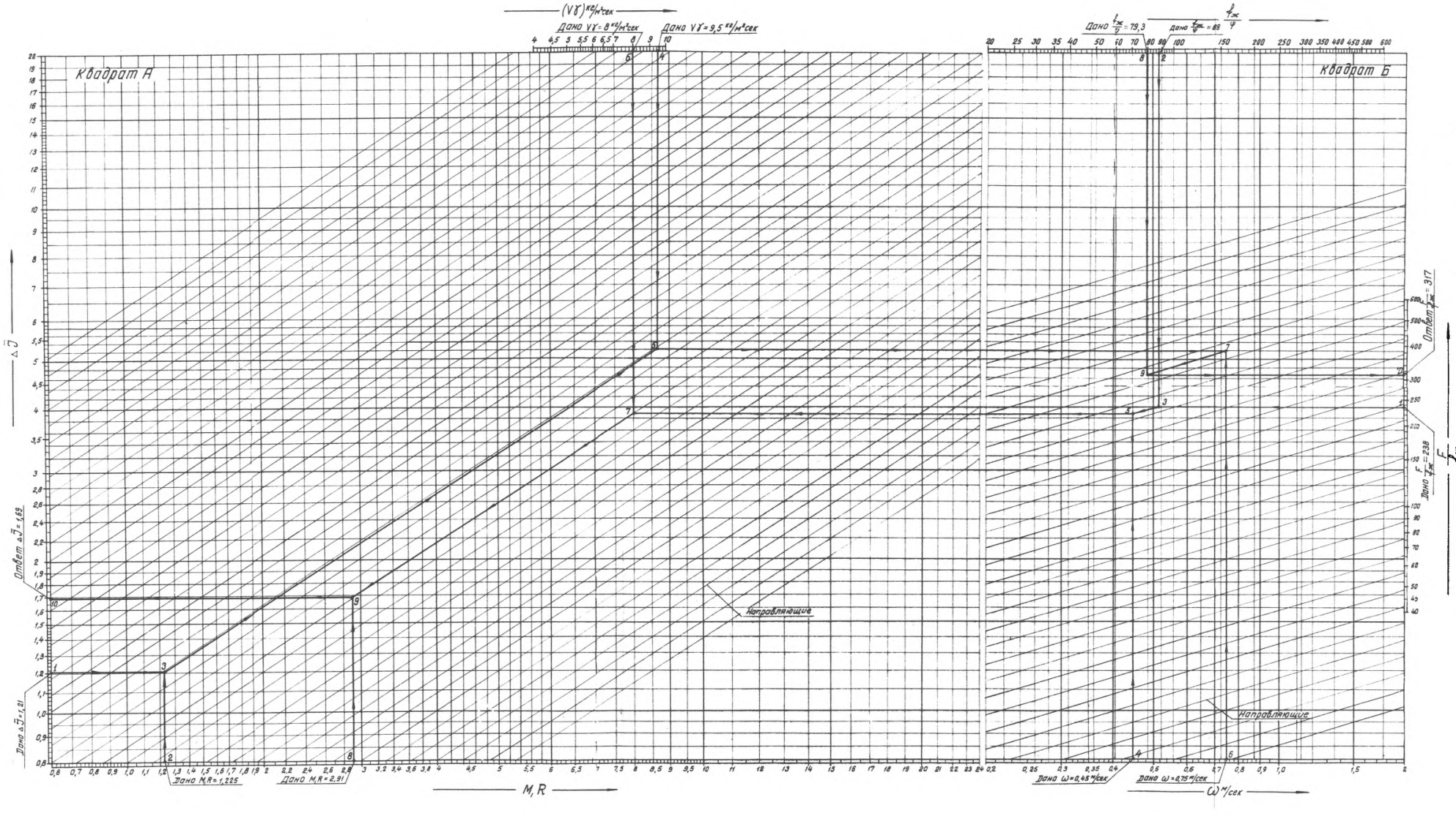



Рис.13 Схема процесса в J-d диаграмме и принципиальная схема соединения 20 рядного воздухоохладителя с оросительной камерой, используемой в качестве градирни. (к примеру 7)

# УШ. РАСЧЕТНЫЕ НОМОГРАММЫ И ДИАГРАММЫ




## Номограмма 1

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

Номограмма составлена по формуле

$$\Delta\bar{J} = 0{,}145\,(1+MR)\,(V\gamma)^{-0{,}49}\,\omega^{0{,}85}\left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{2{,}53}\left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)^{-0{,}16}$$

Характер оребрения: $d_н = 22$ мм; $d_{вн} = 18$ мм; $h = 10$ мм; $\tau = 4$ мм; $\delta = 0{,}4$ мм.

Условия: $t_{вн} < t_р$; $2{,}1 \geq \left(B_р = \frac{W}{G}\right) \geq 0{,}45$; $B_р = (1{,}4 \div 6)B_{т_1}B_{т_2}\frac{c_р}{M_1 c_в}$;
$35°C \geq (t_с - t_р) \geq 2{,}0°C$; $25 \geq t_{вн} \geq 0°C$; $4° \leq t_р \leq 27°C$.

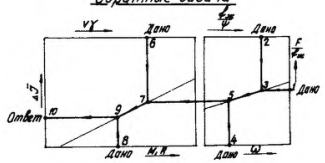
Обозначения:

$\Delta\bar{J} = \frac{J_1 - J_2}{0{,}24(t_{с_1} - t_р)}$; $M_1 = \frac{t_р - t_{вн}}{t_с - t_р}$; $R = 1 + 2{,}34\,a$; $a = \frac{P_н - P_{вн}}{t_р - t_{вн}}$;

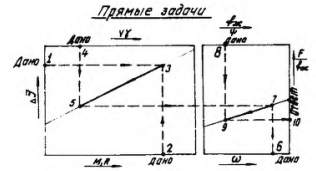
$V\gamma$ – весовая скорость воздуха, кг/м²сек;
$\omega$ – скорость хладоносителя в трубках теплообменников, м/сек;
$F$ – поверхность воздухоохладителя, м²;
$f_ж$ – живое сечение для прохода воздуха, м²;
$\psi$ – живое сечение для прохода хладоносителя, м²;
$W$ – расход хладоносителя, кг/ч;
$G$ – расход воздуха, кг/ч;
Решение прямой задачи приведено в примере 3, обратной задачи – в примере 1.

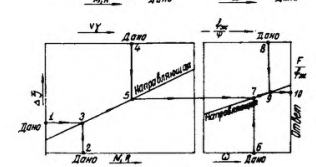
Схемы решения теплотехнических задач

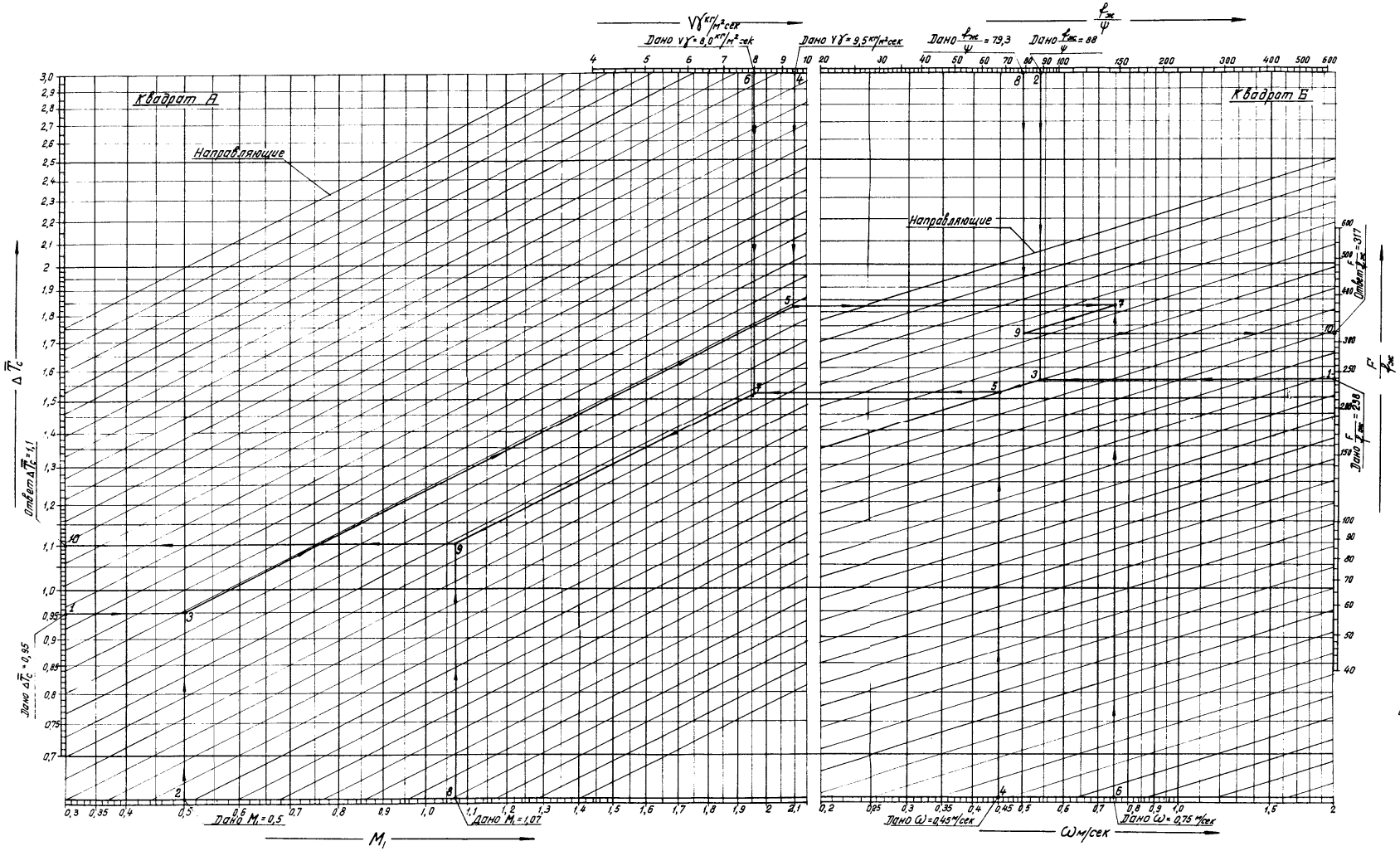
Обратные задачи




Прямые задачи






# Номограмма 2

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

Номограмма составлена по формуле

$$\Delta\overline{T}_c = 0{,}25(1+M_1)^{0{,}9}(V\gamma)^{-0{,}25}\omega^{0{,}15}\left(\frac{F}{f_{ж}}\right)^{0{,}35}\left(\frac{f_{ж}}{\psi}\right)^{-0{,}1}.$$

Характер оребрения: $d_н = 22$ мм; $d_{вн} = 18$ мм; $h = 10$ мм; $\tau = 4$ мм; $\delta = 0{,}4$ мм.

Условия: $t_{вн} < t_р$; $2 \geq \left(B_р = \frac{W}{G}\right) \geq 0{,}45$; $B_р = (1{,}4 \div 6)B_т$; $B_т = \frac{C_р}{M_1 \cdot C_в}$; $35°C \geq (t_c - t_р) \geq 2{,}0°C$; $25 \geq t_{вн} \geq 0°C$; $4° \leq t_р \leq 27°C$.

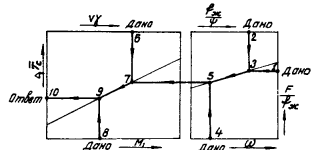
Обозначения:

$\Delta\overline{T}_c = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{c_1} - t_р}$; $M_1 = \frac{t_р - t_{в.н}}{t_c - t_р}$; $R = 1 + 2{,}34a$; $a = \frac{P_н - P_{в.н}}{t_р - t_{в.н}}$;

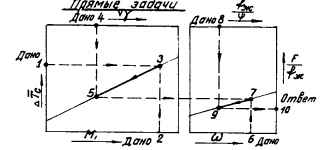
$V\gamma$ – весовая скорость воздуха, кг/м²сек;
$\omega$ – скорость хладоносителя в трубках теплообменников, м/сек;
$F$ – поверхность воздухоохладителя, м²;
$f_{ж}$ – живое сечение для прохода воздуха, м²;
$\psi$ – живое сечение для прохода хладоносителя, м²;
$W$ – расход хладоносителя, кг/ч;
$G$ – расход воздуха, кг/ч;
Решение прямой задачи приведено в примере 3, обратной задачи – в примере 1.

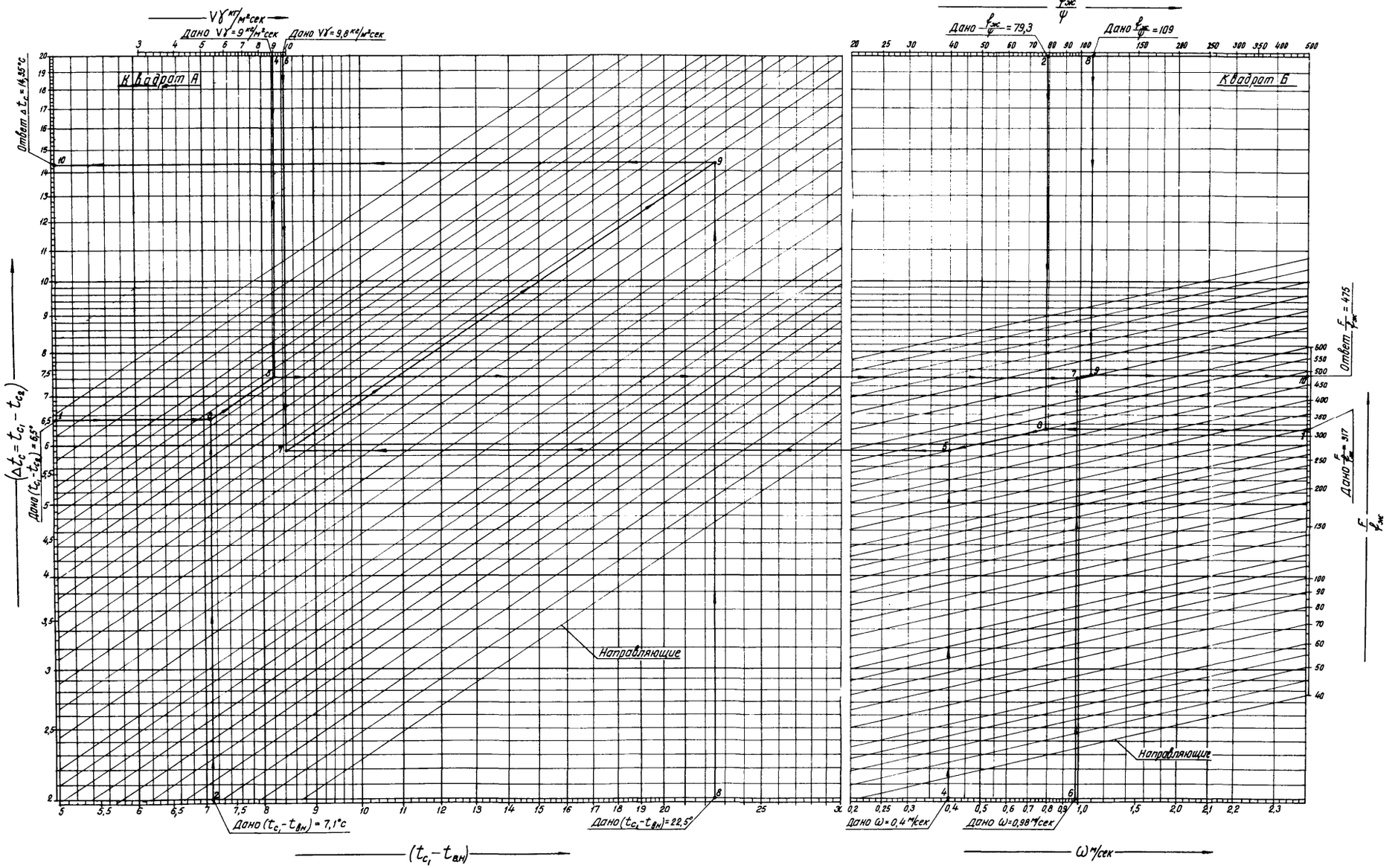
Схемы решения теплотехнических задач

Обратные задачи




Прямые задачи






## Номограмма 3

Номограмма для расчета процессов сухого охлаждения воздуха (d=const) в поверхностных воздухоохладителях по методу канд. техн. наук Л.М. Зусмановича

Номограмма составлена по формуле

$$\Delta t_c = 0,26 (t_c - t_{в.н})^{0,9} (v\gamma)^{-0,25} \omega^{0,1} \left(\frac{F}{f}\right)^{0,4} \left(\frac{f}{\psi}\right)^{-0,1}$$

характер оребрения: $d_н$ = 22 мм ; $d_в$ = 18 мм ; h = 10 мм ; $\tau$ = 4 мм ; $\delta$ = 0,4 мм.

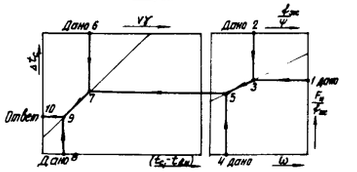
Условия: 1) при $t_{в.н} < t_р$: $B_р \le B_т$, $2,1 \ge B_р \ge 0,45$;
2) при $t_{в.н} > t_р$: $2,1 \ge (B_р = \frac{W}{G}) \ge 0,45$;
$30°C \ge t_{в.н} \ge 0°C$; $0°C \le t_р \le 27°C$; $40°C \ge (t_c - t_р) \ge 2,0°C$;
$B_т = \frac{C_р}{M_1 \cdot G_в}$ ; $M_1 = \frac{t_р - t_{в.н}}{t_c - t_р}$ .

Обозначения:

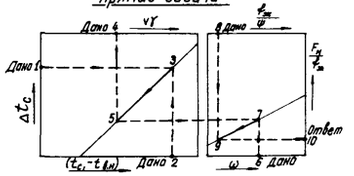
- $\Delta t_c = t_{c_1} - t_{c_2}$ – разность температуры воздуха до и после воздухоохладителя;
- $t_{в.н}$ – начальная температура воды, град;
- $v\gamma$ – весовая скорость воздуха, кг/м² сек;
- $\omega$ – скорость воды в трубках воздухоохладителя в м/сек;
- $F$ – поверхность воздухоохладителя, м²;
- $f_ж$ – живое сечение для прохода воздуха, м²;
- $\psi$ – живое сечение для прохода воды, м²;

Схемы решения теплотехнических задач

Обратные задачи




Прямые задачи



# Номограмма 4.

Номограмма для расчета охлаждения воды в оросительных камерах по методу к.т.н. Л.М. Зусмановича.

Составлена по формулам:

Для $d_o = 3{,}5$мм $\Delta\bar{T}_\varepsilon = 0{,}15\,(1+M_1 R)\,R^{-0{,}3}\,B^{-0{,}27}$;

Для $d_o = 5{,}0$мм $\Delta\bar{T}_\varepsilon = 0{,}136\,(1+M_1 R)\,R^{-0{,}3}\,B^{-0{,}47}$;

$n = 13\text{-}18$ шт/м² ряд; $Z = 2 \div 3$ ряда;

взаимновстречное распыление воды;

$\Delta\bar{T}_\varepsilon = \dfrac{t_{вк} - t_{вн}}{t_c - t_p}$; $M_1 = \dfrac{t_p - t_{вн}}{t_c - t_p}$;

$\Delta t_p = t_c - t_p$; $R = 1 + 2{,}34\,\alpha$;

$\alpha = \dfrac{P_n - P_{вн}}{t_p - t_{вн}}$ мм рт.ст/град;

$B$ - коэффициент орошения;

$t_{вн}$ - начальная температура воды, град;

$t_{вк}$ - конечная температура воды, град;

$t_p$ - температура точки росы воздуха.

Пример (прямая задача)

Дано: $t_c = 28{,}5$°C; $J_1 = 12{,}9$ ккал/кг; $t_p = 13{,}5$; $t_м = 19$°C

$t_{вн} = 28$°C; $t_{вк} = 24$°C; $Z = 2$; $d_o = 3{,}5$, $d_o = 5{,}0$мм

Определить: $B$.

Решение.

1. Находим $\Delta t_p = t_c - t_p = 28{,}5 - 13{,}5 = 15$°C.
2. Находим $\Delta\bar{T}_\varepsilon = \dfrac{24-28}{28{,}5-13{,}5} = -0{,}267$
3. При $t_{вн} = 28$°C; $t_p = 13{,}5$°C; $\Delta t_p = 15$°C и $\Delta\bar{T}_\varepsilon = -0{,}267$

Определяем $B = 0{,}94$ для $d_o = 3{,}5$мм; $B = 0{,}77$ для $d_o = 5{,}0$мм.

Пример (обратная задача)

Дано: $t_c = 24$°C; $J_1 = 8{,}85$ ккал/кг; $t_p = 4$°C; $t_м = 13$°C;

$B = 0{,}8$; $\Delta t = t_{вн} - t_{вк} = 6{,}9$, $d_o = 5{,}0$мм; $Z = 2$.

Определить: $t_{вн}$ и $t_{вк}$, при $\Delta t_\varepsilon = 6{,}9$°C.

Решение.

1. Находим $\Delta t_p = t_c - t_p = 24 - 4 = 20$°C.
2. Находим $\Delta\bar{T}_\varepsilon = \dfrac{t_{вк} - t_{вн}}{t_c - t_p} = \dfrac{-\Delta t_\varepsilon}{\Delta t_p} = \dfrac{-6{,}9}{24-4} = -0{,}345$.
3. При $B = 0{,}8$, $\Delta\bar{T}_\varepsilon = -0{,}345$, $\Delta t_p = 20$°C и $t_p = 4$°C определяем $t_{вн} = 30$°C.
4. $t_{вк} = t_{вн} - \Delta t_\varepsilon = 30 - 6{,}9 = 23{,}1$°C.

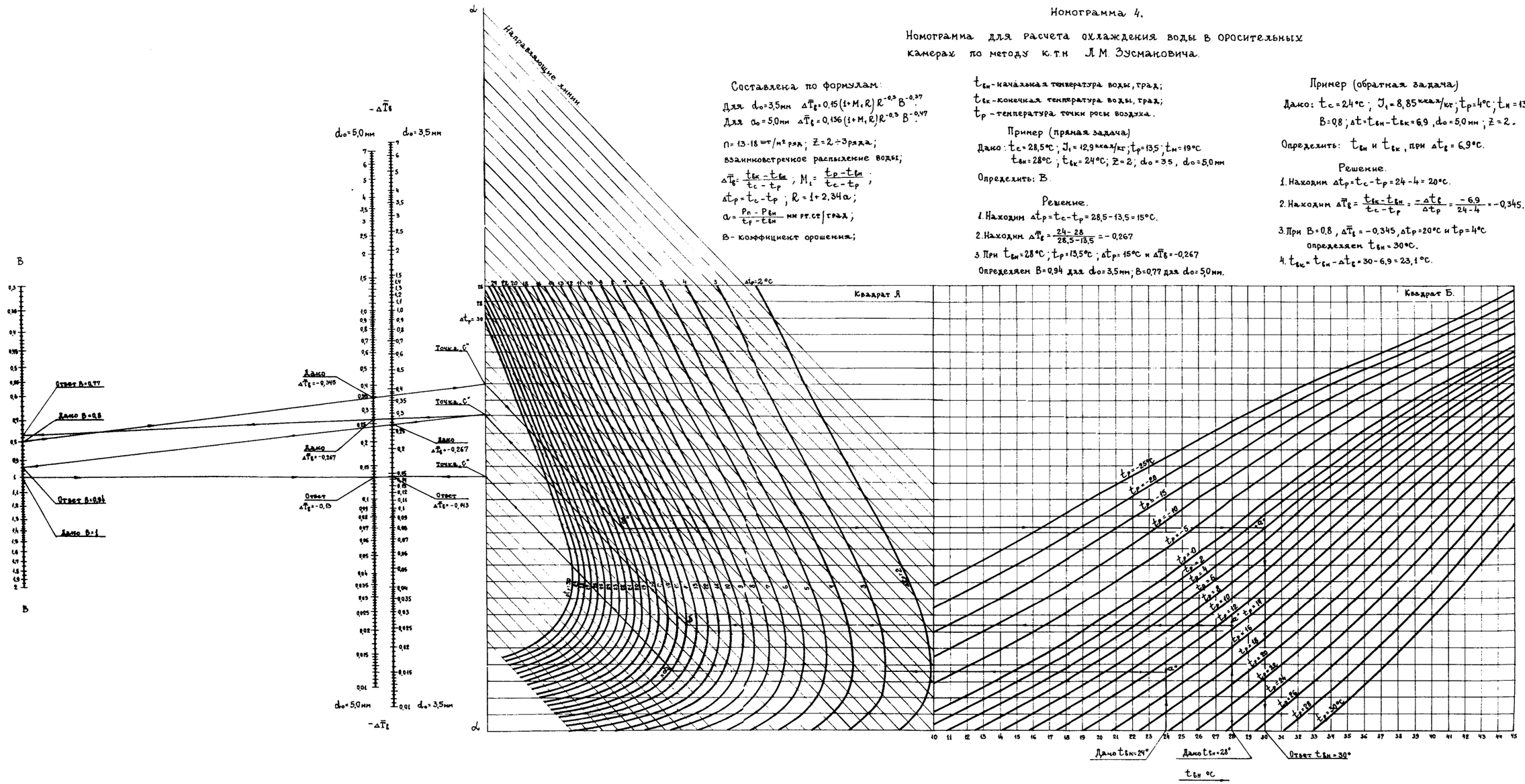


Диаграмма 2

Диаграмма для определения критерия R

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

$$\alpha = \frac{P_п - P_{вн}}{t_р - t_{вн}};$$

$P_п$ и $P_{вн}$ – парциальное давление водяных паров в состоянии насыщения при $t_р$ и $t_{вн}$ в мм рт. ст.

$t_р$ – температура точки росы

$t_{вн}$ – температура (поверхности) распыляемой воды.

Пример

Дано $t_р = -17{,}5$; $t_{вн} = +20°$

при $t_р - t_{вн} = -17{,}5 - 20 = -37{,}5°C$ и $t_{вн} = 20°C$.

по диаграмме $R = 2{,}02$.

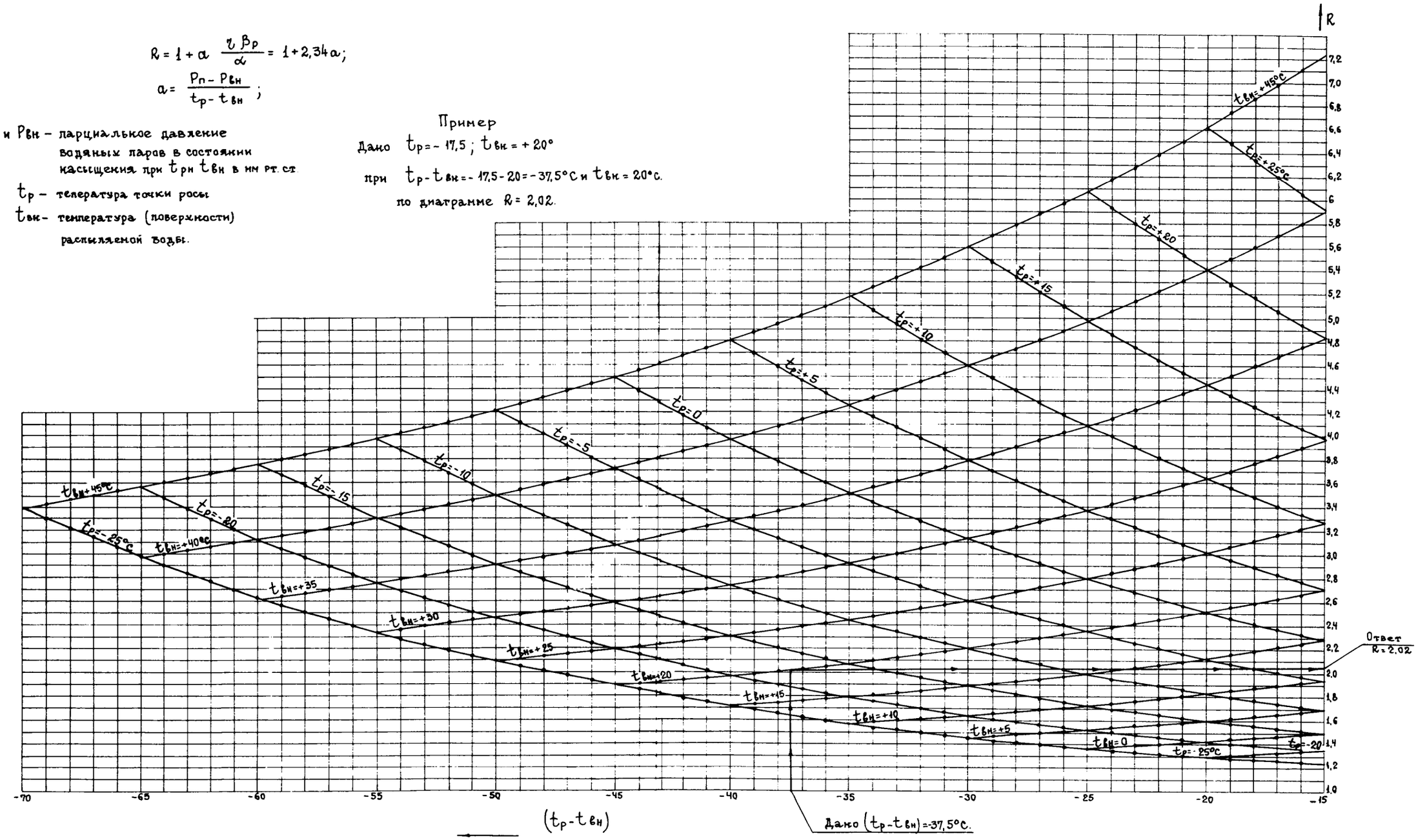



Диаграмма 2.

## Диаграмма 1

Диаграмма для определения критерия $R$

$$R = 1 + a\,\frac{r\beta_p}{\lambda} = 1 + 2{,}34a,$$

$$a = \frac{P_п - P_{вн}}{t_р - t_{вн}},$$

$P_п$ и $P_{вн}$ – парциальное давление водяных паров в состоянии насыщения при $t_р$ и $t_{вн}$ в мм рт. ст;

$t_р$ – температура точки росы;

$t_{вн}$ – температура (поверхности) распыляемой воды.

Пример

дано: $t_р = 22°C$, $t_{вн} = 6{,}4°C$,

$t_р - t_{вн} = 22 - 6{,}4 = 15{,}6°C$

по диаграмме $R = 2{,}9$

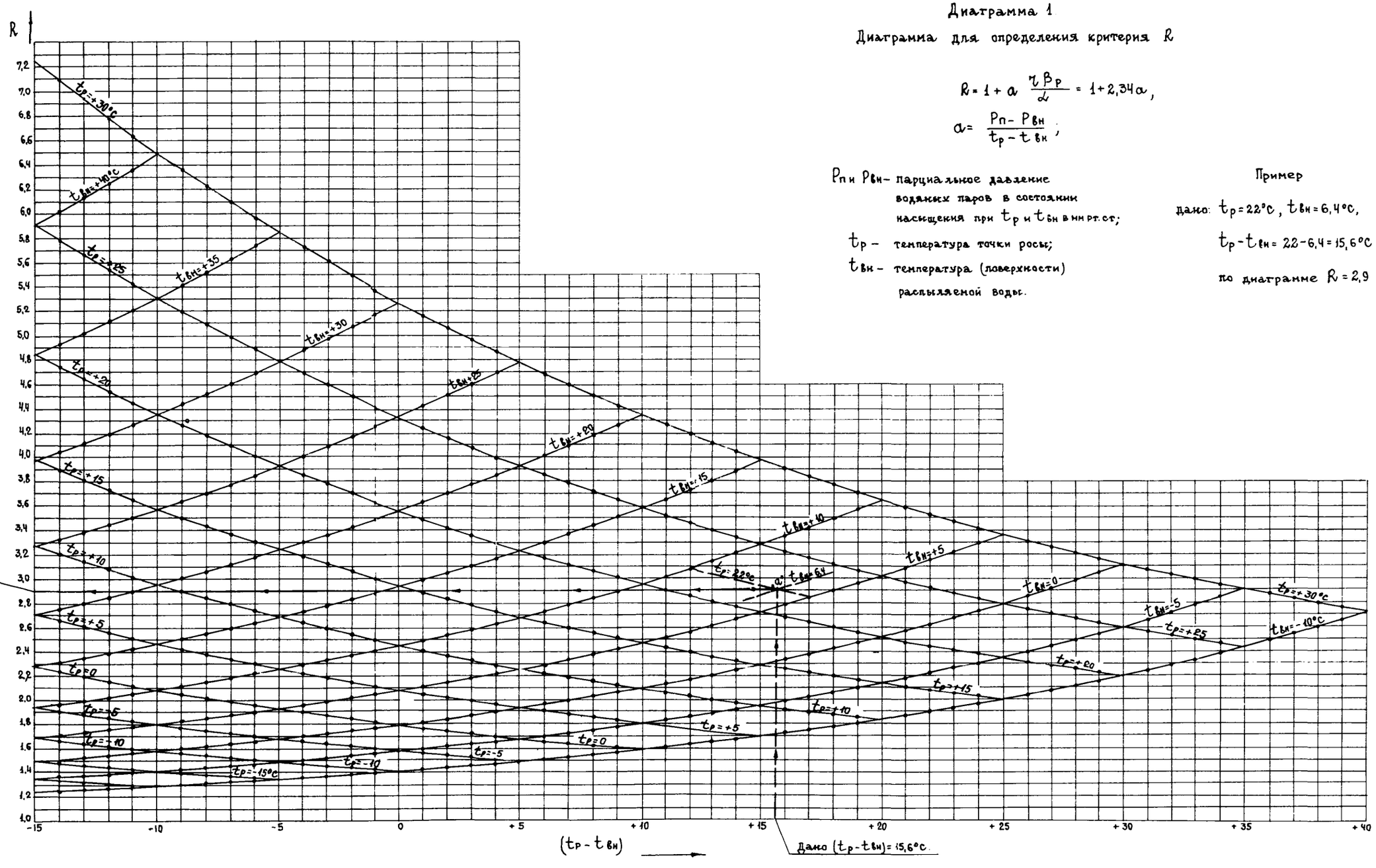
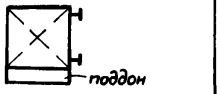
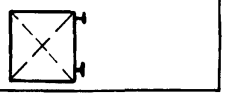



Диаграмма 1.

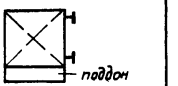
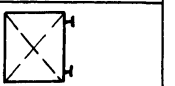
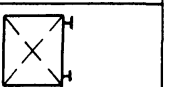
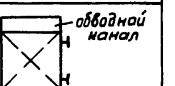
# IX. ПРИЛОЖЕНИЯ

# Конструктивные характеристики стальных поверхностных воздухоохладителей

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

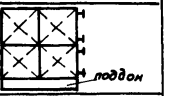
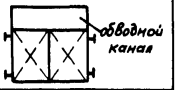
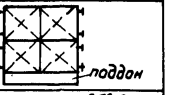
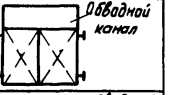
| Наминальная производительность по воздуху в м³/ч | Наименование воздухоохладителя | Число теплообменников (элементов) в фасадном сечении воздухоохладителя $n_{шт}$ | Число рядов труб по ходу воздуха в одном теплообменнике (элементе) $z$ | Конструктивные характеристики одного теплообменника (элемента) | | | Фасадное сечение |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Поверхность охлаждения $F_э$ м² | Живое сечение для прохода воздуха $f_{ж}$ м² | Живое сечение для прохода хладоносителя $\psi'$ м² | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| до 10.000 | Поверхностный воздухоохладитель КД 1040 К | 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 х) | 1 | 3 | 51,0 | 0,445 | 0,00762 |  |
| | | | 4 | 68,0 | 0,445 | 0,00762 | |

см. продолжение

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20000 | Поверхностный воздухоохладитель КД 2040 К | 1 | 2 | 64,7 | 0,81 | 0,00254 |   |
| | | | 3 | 97,0 | 0,81 | 0,00381 | |
| | Секция подогрева КД 20 | 1 | 2 | 51,9 | 0,65 | 0,00203 |   |
| | | | 3 | 77,85 | 0,65 | 0,00305 | |
| | Поверхностный воздухоохладитель КД 2004 x) | 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 |   |
| | | | 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 КД 60 | 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 КД 80 | 2 | 2 | 88,56 | 1,13 | 0,00356 |   |
| | | | 3 | 134,34 | 1,13 | 0,00534 | |
| 120000 | Секции подогрева КД 120 | 4 | 2 | 69,3 | 0,887 | 0,0028 |   |
| | | | 3 | 104 | 0,887 | 0,0042 | |

x) Воздухоохладители Домодедовского з-да „Кондиционер". Сняты с производства, приводятся для справки

## 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: Поверхность охлаждения $F_э$, м² | Живое сечение для прохода воздуха $f_{ж}$, м² | Живое сечение для прохода теплоносителя $\psi$, м² | фронтальное сечение |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| КФСО-2 | 3 | 9,77 | 0,0913 | 0,0061 |  |
| КФСО-3 | 3 | 13,43 | 0,12 | 0,0084 | |
| КФСО-4 | 3 | 17,06 | 0,153 | 0,0084 | |
| КФСО-5 | 3 | 21,71 | 0,167 | 0,0107 | |
| КФСО-6 | 3 | 26,29 | 0,227 | 0,0107 | |
| КФСО-7 | 3 | 30,05 | 0,271 | 0,0122 | |
| КФСО-8 | 3 | 35,28 | 0,318 | 0,0122 | |
| КФСО-9 | 3 | 41,89 | 0,375 | 0,0145 | |
| КФСО-10 | 3 | 48,22 | 0,431 | 0,0145 | |
| КФСО-11 | 3 | 55,84 | 0,497 | 0,0168 | |

см. продолжение

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| КФБО - 2 | 4 | 13,02 | 0,0913 | 0,0081 | |
| КФБО - 3 | 4 | 16,28 | 0,112 | 0,011 | |
| КФБО - 4 | 4 | 20,68 | 0,143 | 0,011 | |
| КФБО - 5 | 4 | 26,88 | 0,182 | 0,0132 | |
| КФБО - 6 | 4 | 32,55 | 0,222 | 0,0132 | |
| КФБО - 7 | 4 | 40,06 | 0,271 | 0,0163 | |
| КФБО - 8 | 4 | 47,04 | 0,318 | 0,0163 | |
| КФБО - 9 | 4 | 55,86 | 0,375 | 0,0193 | |
| КФБО - 10 | 4 | 64,29 | 0,431 | 0,0193 | |
| КФБО - 11 | 4 | 71,06 | 0,475 | 0,0213 | |
| | | | | | |
| К4ПС-7а | 2 | 16,87 | 0,26 | 0,006 | |
| К4ПС-8а | 2 | 19,77 | 0,3 | 0,0058 | |
| 3. Калориферы пластинчатые с коридорным расположением трубок а) одноходовые | | | | | |
| 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

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| КФС-5 ; К3ПП-5 | 3 | 20,9 | 0,244 | 0,0076 |  |
| КФС-6 ; К3ПП-6 | 3 | 25,3 | 0,295 | 0,0076 | |
| КФС-7 ; К3ПП-7 | 3 | 30,4 | 0,354 | 0,0092 | |
| КФС-8 ; К3ПП-8 | 3 | 35,7 | 0,415 | 0,0092 | |
| КФС-9 ; К3ПП-9 | 3 | 41,6 | 0,485 | 0,0107 | |
| КФС-10 ; К3ПП-10 | 3 | 47,8 | 0,558 | 0,0107 | |
| КФС-11 ; К3ПП-11 | 3 | 54,6 | 0,638 | 0,0122 | |
| | | | | | |
| КФБ-2 ; К4ПП-2 | 4 | 12,7 | 0,115 | 0,0061 |  |
| КФБ-3 ; К4ПП-3 | 4 | 16,9 | 0,154 | 0,0082 | |
| КФБ-4 ; К4ПП-4 | 4 | 21,4 | 0,195 | 0,0082 | |
| КФБ-5 ; К4ПП-5 | 4 | 26,8 | 0,244 | 0,0108 | |
| КФБ-6 ; К4ПП-6 | 4 | 32,4 | 0,295 | 0,0102 | |
| КФБ-7 ; К4ПП-7 | 4 | 38,9 | 0,354 | 0,0122 | |
| КФБ-8 ; К4ПП-8 | 4 | 45,7 | 0,416 | 0,0122 | |
| КФБ-9 ; К4ПП-9 | 4 | 53,3 | 0,485 | 0,0143 | |
| КФБ-10 ; К4ПП-10 | 4 | 61,2 | 0,558 | 0,0143 | |
| КФБ-11 ; К4ПП-11 | 4 | 69,9 | 0,638 | 0,0163 | |

см. продолжение

| 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

| 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 | |
| | | | | | |
| К4ВП-2 | 4 | 12,7 | 0,115 | 0,00102 | |
| К4ВП-3 | 4 | 16,9 | 0,154 | 0,00102 | |
| К4ВП-4 | 4 | 21,4 | 0,195 | 0,00102 | |
| К4ВП-5 | 4 | 26,8 | 0,244 | 0,00127 | |
| К4ВП-6 | 4 | 32,4 | 0,295 | 0,00127 | |
| К4ВП-7 | 4 | 38,9 | 0,354 | 0,00153 | |
| К4ВП-8 | 4 | 45,7 | 0,416 | 0,00153 | |
| К4ВП-9 | 4 | 53,3 | 0,485 | 0,00237 | |
| К4ВП-10 | 4 | 61,2 | 0,558 | 0,00237 | |
| К4ВП-11 | 4 | 69,9 | 0,638 | 0,00271 | |

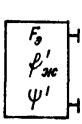
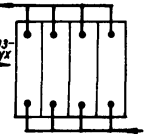
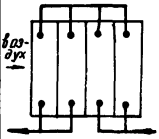
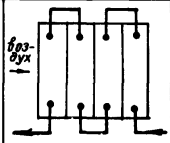
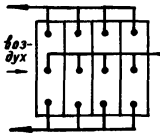
## Характеристика спирально-навивного оребрения теплообменников, расчитываемых по формулам, приведенным в табл. 2 и 7

| N п/п | Характер оребрения | Материал труб и ребер | Диаметр трубы, мм | | Высота ребра, $h$ | Шаг ребер, $\tau$ | Толщина ребер, $\delta$ | Отношение $\frac{h}{d_н}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | $d_н$ | $d_{вн}$ | мм | | | |
| 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 хладоносителю

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

| Фасадное сечение | Схема 1 | Схема 2 | Схема 3 | Схема 4 |
|---|---|---|---|---|
|  |  |  |  |  |
| $P=1$ | $F=4F_э\ (m=4)$<br>$\phi_{ж}=\phi'_{ж}$<br>$\psi=4\psi'$<br>$\frac{\phi_{ж}}{\psi}=0{,}25\ \frac{\phi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\phi_{ж}}=4\ \frac{F_э}{\phi'_{ж}}$ | $F=4F_э\ (m=4)$<br>$\phi_{ж}=\phi'_{ж}$<br>$\psi=2\psi'$<br>$\frac{\phi_{ж}}{\psi}=0{,}5\ \frac{\phi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\phi_{ж}}=4\ \frac{F_э}{\phi'_{ж}}$ | $F=4F_э\ (m=4)$<br>$\phi_{ж}=\phi'_{ж}$<br>$\psi=\psi'$<br>$\frac{\phi_{ж}}{\psi}=\frac{\phi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\phi_{ж}}=4\ \frac{F_э}{\phi'_{ж}}$ | $F=4F_э\ (m=4)$<br>$\phi_{ж}=\phi'_{ж}$<br>$\psi=8\psi'$<br>$\frac{\phi_{ж}}{\psi}=0{,}125\ \frac{\phi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\phi_{ж}}=4\ \frac{F_э}{\phi'_{ж}}$ |

*Примечание:* Условия для применения схемы 4 приведены в пункте 65 рекомендаций

$F_э$; $\phi'_{ж}$ и $\psi'$ – поверхность нагрева и живые сечения прохода воздуха и хладоносителя одного теплообменника (элемента), из которых собирается воздухоохладитель в м² (см. приложение 1)

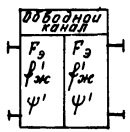
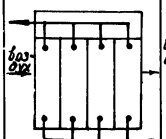
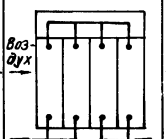
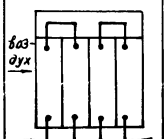
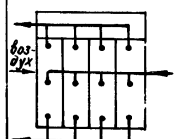
$F$, $\phi_{ж}$, $\psi$ – тоже для всего поверхностного воздухоохладителя.

$m$ – общее число теплообменников (элементов) в воздухоохладителе.

$p$ – число теплообменников (элементов) в фасадном сечении.

См. продолжение

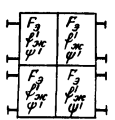
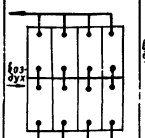
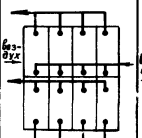
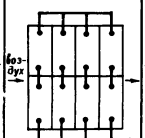
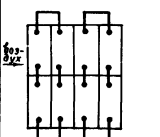
**II** Воздухоохладители производительностью по воздуху 60 ÷ 80 тыс. м³/ч Собраны из секции подогрева центральных кондиционеров.

| Фасадное сечение | Боковой вид | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Схема 5 | Схема 6 | Схема 7 | Схема 8 |
|  |  |  |  |  |
| $p = 2$ | $F = 8F_э\ (m=8)$<br>$f_{ж} = 2f'_{ж}$<br>$\psi = 8\psi'$<br>$\frac{f_{ж}}{\psi} = 0,25\ \frac{f'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{f_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{f'_{ж}}$ | $F = 8F_э\ (m=8)$<br>$f_{ж} = 2f'_{ж}$<br>$\psi = 4\psi'$<br>$\frac{f_{ж}}{\psi} = 0,5\ \frac{f'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{f_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{f'_{ж}}$ | $F = 8F_э\ (m=8)$<br>$f_{ж} = 2f'_{ж}$<br>$\psi = 2\psi'$<br>$\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{f'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{f_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{f'_{ж}}$ | $F = 8F_э\ (m=8)$<br>$f_{ж} = 2f'_{ж}$<br>$\psi = 16\psi'$<br>$\frac{f_{ж}}{\psi} = 0,125\ \frac{f'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{f_{ж}} = 4\ \frac{F_в}{f'_{ж}}$ | Примечание:<br>1. См. примечание к схеме 4. |

Примечания: 1. Обозначения приведены в разделе I настоящего приложения
2. Схемы обвязок с обеих боковых сторон одинаковы.

См. продолжение

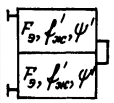
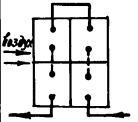
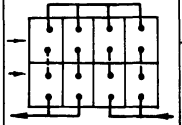
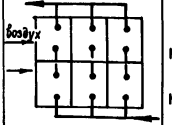
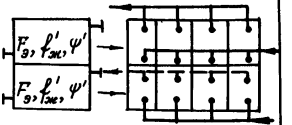
III. Воздухоохладители производительностью по воздуху 60÷80 тыс. м³/ч; Собраны из типовых секций воздухоохладителей центральных кондиционеров. Воздухоохладители производительностью по воздуху 120 тыс. м³/ч.; Собраны из типовых секций подогрева центральных кондиционеров.

| Фасадное сечение | Боковой вид | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Схема 9 | Схема 10 | Схема 11 | Схема 12 |
|  |  |  |  |  |
| $p = 4$ | $F = 16\,F_э\ (m = 16)$<br>$\varphi_{ж} = 4\,\varphi'_{ж}$<br>$\psi = 8\,\psi'$<br>$\frac{\varphi_{ж}}{\psi} = 0{,}5\ \frac{\varphi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\varphi_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{\varphi_{ж}}$ | $F = 16\,F_э\ (m = 16)$<br>$\varphi_{ж} = 4\,\varphi'_{ж}$<br>$\psi = 16\,\psi'$<br>$\frac{\varphi_{ж}}{\psi} = 0{,}25\ \frac{\varphi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\varphi_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{\varphi_{ж}}$ | $F = 16\,F_э\ (m = 16)$<br>$\varphi_{ж} = 4\,\varphi'_{ж}$<br>$\psi = 4\,\psi'$<br>$\frac{\varphi_{ж}}{\psi} = \frac{\varphi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\varphi_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{\varphi_{ж}}$ | $F = 16\,F_э\ (m = 16)$<br>$\varphi_{ж} = 4\,\varphi'_{ж}$<br>$\psi = 2\psi'$<br>$\frac{\varphi_{ж}}{\psi} = 2\ \frac{\varphi'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{\varphi_{ж}} = 4\ \frac{F_э}{\varphi_{ж}}$ |

Примечания: 1. Обозначения приведены в разделе I настоящего приложения
2. Схемы обвязок с обоих боковых сторон одинаковы.

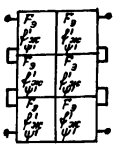
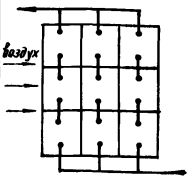
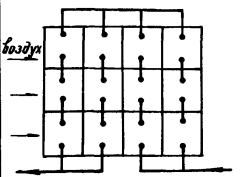
См. продолжение.

**IV** Воздухоохладители производительность по воздуху до 30 тыс. м³/час. Собраны из одноходовых спирально-навивных калориферов типа КФС0 и КФБ0 или пластинчатых калориферов КВБ, КФБ, КФС, К4ПП, КЗПП

| Фасадное сечение | Боковой вид | | | Фасадное сечение | Боковой вид |
|---|---|---|---|---|---|
| | Схема 13 | Схема 14 | Схема 15 | Схема 16 | |
|  |  |  |  |  | |
| $P = 2$ | $F = 4F_э\ (m=4)$<br>$l_{эк} = 2l'_{эк}$<br>$\psi = \psi'$<br>$\frac{l_{эк}}{\psi} = 2\frac{l'_{эк}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{l_{эк}} = 2\frac{F_э}{l'_{эк}}$ | $F = 8F_э\ (m=8)$<br>$l_{эк} = 2l'_{эк}$<br>$\psi = 2\psi'$<br>$\frac{l_{эк}}{\psi} = \frac{l'_{эк}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{l_{эк}} = 4\frac{F_э}{l'_{эк}}$ | $F = 6F_э\ (m=6)$<br>$l_{эк} = 2l'_{эк}$<br>$\psi = 3\psi'$<br>$\frac{l_{эк}}{\psi} = 0{,}67\frac{l'_{эк}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{l_{эк}} = 3\frac{F_э}{l'_{эк}}$ | $F = 8F_э\ (m=8)$<br>$l_{эк} = 2l'_{эк}$<br>$\psi = 8\psi'$<br>$\frac{l_{эк}}{\psi} = 0{,}25\frac{l'_{эк}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{l_{эк}} = 4\frac{F_э}{l_{эк}}$ | |

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

V Воздухоохладители производительностью по воздуху до 90 тыс. м³/ч. Собраны из многоходовых пластинчатых калориферов типа КМБ, КМС К4ВП, К3ВП

| Фасадное сечение | Боковой вид | |
|---|---|---|
| | Схема 17 | Схема 18 |
|  |  |  |
| P = 6 | m = 18 | m = 24 |
| | $F = 18F_э$<br>$f_{ж} = 6f'_{ж}$<br>$\psi = 6\psi'$<br>$\frac{f_{ж}}{\psi} = \frac{f'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{f_{ж}} = 3\frac{F_э}{f'_{ж}}$ | $F = 24F_э$<br>$f_{ж} = 6f'_{ж}$<br>$\psi = 4\psi'$<br>$\frac{f_{ж}}{\psi} = 1{,}5\frac{f'_{ж}}{\psi'}$<br>$\frac{F}{f_{ж}} = 4\frac{F_э}{f'_{ж}}$ |

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 съемными внутренними боковыми щитками.
4. При бо́льшей производительности по воздуху допускается установка по вертикали более 3[х] калориферов.

## Конструктивные характеристики типовых оросительных камер Харьковского завода кондиционеров

| Площадь поперечного сечения камеры м² | 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/м² ряд | | 24 шт/м² ряд | | | | | | | 18 шт/м² ряд | | 24 шт/м² ряд | |
| | Правое исполнение | Левое исполнение | Высота | Длина | Ширина | На одном стояке | Всего | На одном стояке | Всего | Правое исполнение | Левое исполнение | Высота | Длина | Ширина | На одном стояке | Всего | На одном стояке | 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*

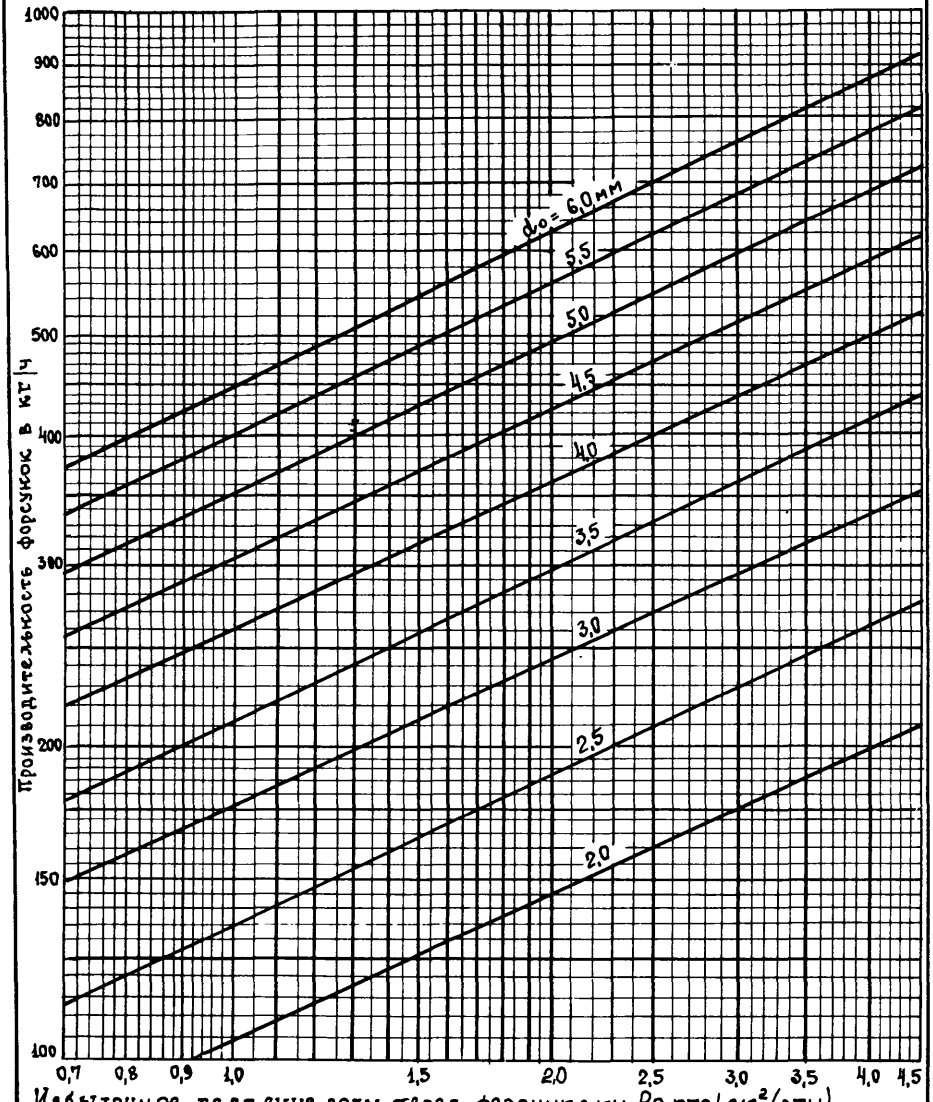



График для определения производительности форсунок

Т-14418 от 10/X-69 г. Зак.654 Тир.6000 экз. Цена 2 руб.02 коп.
Формат 60х84/8 Объем 16 печ.л.

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

gost.e-ecolog.ru