

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»
Институт горного дела и строительства
Кафедра «Санитарно-технические системы»

Утверждено на заседании кафедры «СТС»
«12» января 2021г., протокол №_6_



Заведующий кафедрой
Р.А. Ковалев

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по проведению практических (семинарских) занятий
по дисциплине (модулю)

«Эксплуатация и наладка систем теплогасоснабжения и вентиляции»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки
08.03.01 «Строительство»

с направленностью (профилем)
Наименование направленности (профиля)
«Теплогасоснабжение и вентиляция»

Форма (ы) обучения: *очная, заочная*

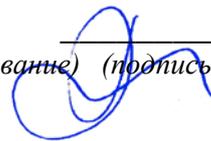
Идентификационный номер образовательной программы: 080301-02-21

Тула 2021 год

Разработчик(и) методических указаний

Ковалев Р.А.- директор института горного дела и строительства, док. техн. наук, доцент

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание) (подпись)



1. Регулирование расходов воздуха.

Регулирование сети может осуществляться следующим способами:

- 1) уравниванием отношений фактических и требуемых расходов воздуха с использованием характеристик участков сети;
- 2) Последовательным уравниванием отношений фактических и требуемых расходов воздуха;
- 3) Постепенным приближением к заранее заданному отношению фактического и требуемого расхода воздуха.

Задача №1. Дано: разность требуемых и фактических характеристик концевых участков сети $K_n - K_f = 560 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; диаметр участка воздуховода круглого сечения $d = 160 \text{ мм}$ или размеры сторон воздуховода прямоугольного сечения $b \times h = 100 \times 200 \text{ мм}$ ($F = 0,02 \text{ м}^2$). Определить абсолютные размеры отверстий дросселирующих устройств.

Решение.

При заданных условиях угол поворота дроссель-клапана круглого сечения $\alpha = 28^\circ$, прямоугольного сечения $\alpha = 30^\circ$, относительные размеры дросселирующих устройств определяем по номограмме [3, прил. 3].

1) Отверстия в шибере на воздуховоде прямоугольного сечения $b/b_{\text{макс}} = 0,52$.

2) Отверстия на диафрагме на воздуховоде прямоугольного сечения $F_1/F = 0,52$.

3) Отверстия на диафрагме на воздуховоде круглого сечения $d_1/d = 0,72$.

Абсолютные размеры отверстий дросселирующих устройств соответственно равны: $b = 0,52$; $b_{\text{макс}} = 52 \text{ мм}$; $F_1 = 0,52$; $F = 0,0104 \text{ м}^2$; $d_1 = 0,72$; $d = 121 \text{ мм}$.

2. Наладка воздухораспределительных устройств.

Испытание и наладка воздухораспределительных устройств осуществляется в тех случаях, когда по результатам санитарно-гигиенического обследования помещения параметры воздуха в рабочей зоне или зоне возможного пребывания людей не соответствует установленным санитарным нормам или техническим требованиям. Цель наладки воздухораспределительных устройств – обеспечить в рабочей зоне помещения требуемые по нормам подвижность воздуха и равномерное распределение температуры.

Регулирующие решётки.

Задача №2. Определить максимально допустимый расход воздуха через регулируемую решётку типа РР исполнения В размером 200×600 ($F_0 = 0,12 \text{ м}^2$), которая подает воздух горизонтальной компактной струёй. По конструктивным соображениям принять две решётки по ширине помещения. Решётки должны быть установлены на высоте $h_p \geq 0,8H_p$, то есть выше рабочей или обслуживаемой зоны.

Размеры помещения: высота $H_{п} = 5$ м, ширина $b = 12$ м, длина в направлении приточной струи $l = 6$ м. Высота рабочей зоны $h = 2$ м. Объём помещения $V = 360$ м³. нормируемая скорость воздуха в рабочей зоне $\vartheta_{норм} = 0,5$ м/с; рабочая разность температур $\Delta t_p = 5$ °С, а допустимая разность температур в рабочей зоне $\Delta t_{доп} = 0,5$ °С. Полное расстояние струи до рабочей зоны $X_{п} = 6 + 5 - 2$ м. Площадь поперечного сечения помещения, приходится на одну струю, $F_{п} = (5 \cdot 12) / 2 = 30$ м².

Решение.

1. Принираем установку решеток на высоте $h_p = 0,8 \cdot 5 = 4$ м от пола до оси решетки, при которой струи воздуха будут настилающимися на плоскость потолка.

2. Принимаем схему подачи воздуха по [8, рис.88], а именно для горизонтальной струи, настилающийся на потолок, будет схема II.

3. Для принятых условий по [8, табл.15] находим, что для схемы II при горизонтальной компактной настилающейся струе, выпускаемой в верхнюю зону, ограничивающим условием будет $\frac{X_{п}}{\sqrt{F_{п}}} < 2,1$.

4. Уточняем ограничивающее условие:

$$\frac{X_{п}}{\sqrt{F_{п}}} = \frac{6 + 5 - 2}{\sqrt{30}} = 1,64 < 2,1.$$

5. Определяем начальную скорость воздуха, выходящего из воздухораспределителя:

$$\vartheta_0 = \vartheta_x \frac{X_{п}}{m_2 K_B \sqrt{F_0}} = \frac{6 + 5 - 2}{6,4 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,12}} = 4 \text{ м/с},$$

где ϑ_x – максимальная скорость воздуха в рабочей зоне (для заданных условий, когда рабочие места находятся вне пределов прямого действия приточной струи, она определяется по формуле: $\vartheta_x = 2 \vartheta_{норм} = 2 \cdot 0,5 = 1$ м/с); m_2 - коэффициент затухания настилающейся струи, который для решетки РР равен 6,4; K_B - коэффициент взаимодействия двух параллельных приточных струй, при расстоянии между решетками $l = 6$ м и $l/X_{п} = 6/9 \approx 0,67 > 0,14$: $K_B = 1$.

Так как струи компактные, настилающиеся и свободные, то в расчетной формуле для определения ϑ_0 нет коэффициентов K_c и K_B и их определять не надо.

6. Проверяем, обеспечивается ли условие настильности струи по всей длине потока, т.е. не будет ли отрыва струи от потолка для компактных струй:

$$X_{отр} = 0,5 Z e^k = 0,5 \cdot 17,8 \cdot 0,68 = 6,05 > 6 \text{ м},$$

где Z – геометрическая характеристика струи, определяемая по формуле:

$$Z = 5,45 m \vartheta_0^4 \sqrt{\frac{F_0}{(n \Delta t_p)^2}} = 5,45 \cdot 6,4 \cdot 4 \sqrt{\frac{0,12}{(4,4 \cdot 5)^2}} = 17,8;$$

$m = m_2 = 6,4$ и $n = n_2 = 4,5$; $\Delta t_p = 5$ °С согласно заданным условиям; e^k – величина, принимаемая при $h_0/b_0 = 0,25/0,2 = 1,25$, тогда $e^k = 0,68$.

Следовательно, отрыва струи от потолка не будет и нормируемая скорость воздуха $\vartheta_{норм} = 0,5$ м/с в рабочей зоне будет обеспечена.

7. Определяем максимальный расход воздуха через решетку и кратность воздухообмена в помещении:

$$L_o = F_o \vartheta_o 3600 = 0,12 \cdot 4 \cdot 3600 = 1728 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$n = (1728 \cdot 2) / 360 = 9,6 \text{ обмена/ч.}$$

8. Так как $\vartheta_{\text{норм}} = 0,5 \text{ м/с}$ будет в помещении обеспечена, то остается проверить максимальную разность температур в рабочей зоне по формуле:

$$\Delta t_x = \Delta t_p \frac{n_2 K_B \sqrt{F_o}}{X_n} = 5 \frac{4,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,12}}{6 + 5 - 2} = 0,87^\circ\text{C} < 1^\circ\text{C}.$$

Допустимое значение Δt_x из условия комфортности определяется по формуле:

$$\Delta t_x = 2 \Delta t_{\text{доп}} = 2 \cdot 0,5 = 1^\circ\text{C}.$$

3. Испытание и наладка устройств для очистки воздуха.

Устройства для очистки воздуха от пыли испытывают, чтобы определить эффективность его действия, основным показателем которой является соответствие конечного содержания пыли в воздухе, выбрасываемого в атмосферу, требованиям санитарных норм. Если пылеочистные устройства не дают необходимого эффекта, то проводят соответствующую наладку. Испытание пылеочистных устройств осуществляют после наладки на эффект вентиляционных установок, оборудованных этими устройствами.

Задача №3. Рассчитать активированный бортовой отсос для ванны обезжиривания с раствором фосфористого натрия температурой 80°C . Ширина ванны $B = 105 \text{ м}$, длина $l = 2,5 \text{ м}$. Щели для подачи и удаления воздуха располагаются вдоль длинных бортов ванны.

Решение.

1. Приточная плоская струя ограничена с одной стороны. Расстояние от приточного отверстия до критического сечения определяем по формуле:

$$x_{\text{кр}} = 0,875B = 0,875 \cdot 1,5 = 1,31 \text{ м},$$

где B – расстояние между приточными и вытяжными отверстиями или щелями, м.

2. Осевую скорость приточной струи в критическом сечении $\vartheta_{\text{мин}}$ принимаем равной 2 м/с .

3. Среднюю скорость в приточном отверстии ϑ_1 принимаем равной 6 м/с , тогда ширина приточной щели составит:

$$b_1 = 0,066B (\vartheta_{\text{мин}} / \vartheta_1)^2 = 0,066 \cdot 1,5 (2/6)^2 = 0,011 \text{ м.}$$

4. Скорость всасывания назначаем в пределах 2-3 $\vartheta_{\text{мин}}$ и принимаем ее равной $\vartheta_2 = 5 \text{ м/с}$, тогда ширина всасывающей щели будет равна:

$$b_2 = 0,101B (\vartheta_{\text{мин}} / \vartheta_2) = 0,101 \cdot 1,5 \cdot (2/5) = 0,062 \text{ м.}$$

5. Расход приточного воздуха составит:

$$L_1 = 236Bl (\vartheta_{\text{мин}}^2 / \vartheta_1) = 236 \cdot 1,5 \cdot 2,5 (2^2/6) = 590 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где l – длина приточной и вытяжной щели, м.

6. Расход отсасываемого воздуха составит:

$$L_2 = 364Vl \vartheta_{\text{мин}} = 364 \cdot 1,5 \cdot 2,5 \cdot 2 = 2740 \text{ м}^3/\text{ч}$$

4. Наладка секций подогрева центральных кондиционеров.

Секции подогрева комплектуются базовыми теплообменниками двух типоразмеров по высоте – однометровым и полутораметровыми, имеющими одинаковую ширину 1655 мм. Теплообменники многоходовые с горизонтальным расположением спирально-оребрённых оцинкованных труб. Однометровый теплообменник имеет четыре хода, полутораметровый – шесть ходов теплоносителя. По ходу воздуха теплообменники имеют один, два или три ряда труб. В качестве теплоносителя используется вода с температурой до 150 °С и давлением до 8 кгс/см².

Секции подогрева могут быть с обводным клапаном и без него. С помощью обводного клапана часть воздуха пропускается мимо теплообменников, за счёт чего снижается теплопроизводительность секции. В зависимости от располагаемого давления теплоносителя обвязка теплообменников трубопроводами осуществляется по параллельной, смешанной и последовательной схемам.

Секции первого подогрева

Испытание и наладка секции осуществляется с целью достижения требуемой теплопроизводительности и безаварийной её работы в режиме автоматического регулирования.

Испытание секции следует проводить после гидравлической регулировки тепловой сети и обеспечения на тепловом вводе здания проектного перепада давления.

Задача №4. Секция подогрева собрана из трёхрядных теплообменников четырёх однометровых и четырёх полутораметровых, обвязанных параллельно по теплоносителю.

Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{\text{тр}} = 0,0042 \text{ м}^2$. Площадь живого сечения секции подогрева для прохода воздуха $f = 7,24 \text{ м}^2$. Теплоотдающая площадь поверхности секции подогрева $F = 827,9 \text{ м}^2$.

Расчётные параметры наружного воздуха: $t'_{\text{нач}} = -25 \text{ °С}$; $I^{\text{пр}}_{\text{нач}} = -5,8 \text{ ккал/кг}$. Расчётные параметры теплоносителя: $t'_{\text{гор}} = 150 \text{ °С}$; $t'_{\text{обр}} = 70 \text{ °С}$. Проектные значения конечной энтальпии и температуры воздуха: $I^{\text{пр}}_{\text{кон}} = 8,9 \text{ ккал/ч}$; $t'_{\text{кон}} = 36,2 \text{ °С}$.

Подача кондиционера $G = 180000 \text{ кг/ч}$. Испытания проводились при параметрах наружного воздуха: $t_{\text{нач}} = -10 \text{ °С}$; $I_{\text{нач}} = 2 \text{ ккал/кг}$.

По результатам испытания получено: температура воды в поддоне оросительной камеры 11,6 °С; температуры теплоносителя: $t_{\text{гор}} = 112 \text{ °С}$; $t_{\text{обр}} = 67 \text{ °С}$.

Провести анализ результатов испытания секции первого подогрева прямооточного кондиционера КТ-160 и разработать необходимые рекомендации по изменению обвязки теплообменников.

Решение.

1. По температуре воды в поддоне оросительной камеры с помощью I-d-диаграммы определяем $I_{\text{кон}}$ и $t_{\text{кон}}$: $I_{\text{кон}} = 7,9 \text{ ккал/кг}$; $t_{\text{кон}} = 31,1 \text{ °С}$.

Фактическое количество тепла, получаемое воздухом:

$$Q_{\phi} = G(I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}) = 180000[7,9 - (-2)] = 1782000 \text{ ккал/ч.}$$

2. Массу воды, поступающей в секцию подогрева:

$$W = \frac{Q_{\phi}}{c(t_{\text{зоп}} - t_{\text{обп}})} = \frac{1782000}{1(112 - 67)} = 39600 \text{ кг/ч.}$$

3. Средняя скорость движения воды в трубках теплообменников:

$$\omega = \frac{W}{1000 \cdot 3600 f_{\text{ТП}} n} = \frac{39600}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,0042 \cdot 8} = 0,327 \text{ м/с.}$$

4. Массовая скорость прохода воздуха через теплообменник:

$$g\rho = \frac{G}{3600 f} = \frac{180000}{3600 \cdot 7,24} = 6,91 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с.}$$

5. Фактический коэффициент теплопередачи теплообменника:

$$K_{\phi} = \frac{Q_{\phi}}{F \left(\frac{t_{\text{зоп}} + t_{\text{обп}}}{2} - \frac{t_{\text{нач}} + t_{\text{кон}}}{2} \right)} = \frac{1782000}{827,9 \left(\frac{112 + 67}{2} - \frac{-10 + 31,1}{2} \right)} = 27,3 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C).}$$

6. Каталожный коэффициент теплопередачи теплообменника определяем по формуле:

$$K_{\kappa} = 12,8 (g\rho)^{0,49} \omega^{0,135} = 12,8 \cdot 6,91^{0,49} \cdot 0,327^{0,135} = 28,4 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C).}$$

$$c = K_{\phi}/K_{\kappa} = 0,96.$$

т.е. расхождение между коэффициентами теплопередачи составляет 4% и не превышает 20%.

7. Теплопроизводительность секции подогрева в расчетном режиме:

$$Q_{\text{расч}} = Q_{\phi} \frac{t'_{\text{зоп}} - t'_{\text{нач}}}{t_{\text{зоп}} - t_{\text{нач}}} = 1782000 \frac{150 - (-25)}{112 - (-10)} = 2556000 \text{ ккал/ч.}$$

Проектная теплопроизводительность секции подогрева:

$$Q_{\text{пр}} = G(I_{\text{кон}}^{\text{пр}} - I_{\text{нач}}^{\text{пр}}) = 180000[8,9 - (-5,8)] = 2646000 \text{ ккал/ч.}$$

Недостаток теплопроизводительности секции подогрева:

$$\frac{Q_{\text{пр}} - Q_{\text{расч}}}{Q_{\text{пр}}} 100\% = \frac{2646000 - 2556000}{2646000} 100\% = 3,4\%.$$

8. Определяем возможность увеличения теплопроизводительности секции подогрева за счет повышения скорости воды в трубках теплообменника.

Требуемый коэффициент теплопередачи секции подогрева

$$K_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{F \left(\frac{t'_{\text{зоп}} + t'_{\text{обп}}}{2} - \frac{t'_{\text{нач}} + t'_{\text{кон}}}{2} \right) c} = \frac{2646000}{827,9 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-25 + 36,2}{2} \right) 0,96} = 31,9 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C).}$$

9. Требуемая скорость движения воды в трубках теплообменника определяется по формуле:

$$\omega_{\text{пр}} = \left(\frac{K_{\text{тр}}}{12,8 (g\rho)^{0,49}} \right)^{\frac{1}{0,135}} = \left(\frac{31,9}{12,8 \cdot 6,91^{0,49}} \right)^{\frac{1}{0,135}} = 0,78 \text{ м/с.}$$

При изменении схемы обвязки теплообменников с параллельной на последовательную в ряду получим следующий расход W и скорость движения воды ω в трубках теплообменников:

$$W_p = \frac{Q_{np}}{c(t'_{top} - t'_{obr})} = \frac{2646000}{1(150 - 70)} = 33075 \text{ кг/ч};$$

$$\omega_{np} = \frac{w}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 f_{mp}} = \frac{33075}{2 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0,0042} = 1,09 > 0,78 \text{ м/с}.$$

Исключение теплообменников из работы.

Задача №5. В результате испытания секции подогрева прямооточного кондиционера КТ-160 получено: подача кондиционера 180000 кг/ч, коэффициент $c = K_{\phi} / K_{\kappa} = 0,85$. Секция подогрева собрана из двух рядов двухрядных теплообменников, по восемь теплообменников в каждом ряду, обвязанных последовательно в ряду и смешано в секции. Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{гр} = 0,0028 \text{ м}^2$. Площадь живого сечения секции подогрева по воздуху $f = 7,24 \text{ м}^2$. Теплоотдающая площадь поверхности секции подогрева $F_{\phi} = 1111,6 \text{ м}^2$.

Расчётные параметры наружного воздуха: $t'_{нач} = -38,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $I'_{нач} = -9 \text{ ккал/кг}$. Расчётные параметры воздуха после секции подогрева: $t_{кон} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $I'_{кон} = 7,5 \text{ ккал/ч}$. Расчётные параметры теплоносителя: $t'_{гор} = 150^{\circ}\text{C}$; $t'_{обр} = 70^{\circ}\text{C}$.

Проверить секцию подогрева на замораживание при необходимости разработать рекомендации по изменению схемы обвязки теплообменников.

Решение.

1. Строим процесс нагрева воздуха секций подогрева на I-d-диаграмме при начальных параметрах $t_{нач} = -0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\phi_{нач} = 90\%$ и определяем параметры воздуха после нагрева:

$$I_{кон} = 7,5 \text{ ккал/кг}; \quad t_{кон} = 22,7 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad I_{нач} = 1,9 \text{ ккал/кг}.$$

2. Определяем требуемое количество тепла

$$Q = G(I_{кон} - I_{нач}) = 180000(7,5 - 1,9) = 1008000 \text{ ккал/ч}.$$

3. По графику температур теплосети находим температуру горячей воды при температуре наружного воздуха $-0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$t_{гор} = 74,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4. Расход теплоносителя определяем:

$$W_{-0,5} = \frac{Q}{c(t'_{top} - 20)} = \frac{1008000}{1(74,5 - 20)} = 18500 \text{ кг/ч}.$$

5. Скорость движения воды в трубках

$$\omega_{-0,5} = \frac{W_{-0,5}}{4 \cdot 1000 \cdot 3600 f_{mp}} = \frac{18500}{4 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0,0028} = 0,46 \text{ м/с}.$$

6. Массовая скорость прохода воздуха

$$g_p = \frac{G}{3600 f} = \frac{180000}{3600 \cdot 7,24} = 6,91 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Коэффициент теплопередачи по каталогу

$$K_{\kappa} = 13,5 (g_p)^{0,49} \omega^{0,135} = 13,5 \cdot 6,91^{0,49} \cdot 0,46^{0,135} = 31,3 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Фактический коэффициент теплопередачи

$$K_{\phi} = K_{\kappa} c = 31,3 \cdot 0,85 = 26,6 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

7. Определяем требуемую площадь поверхности нагрева:

$$F_{np} = \frac{Q}{K_{\phi} \left(\frac{t_{zop} + 20}{2} - \frac{-0,5 + t_{кон}}{2} \right)} = \frac{1008000}{26,6 \left(\frac{74,5 + 20}{2} - \frac{-0,5 + 22,7}{2} \right)} = 1048 \text{ м}^2;$$

$$F_{тр} < F_{\phi}, \text{ т.е. } 1048 < 1111,6 \text{ м}^2.$$

Так как требуемая площадь поверхности нагрева меньше площади поверхности установленной секции, то конечная температура теплоносителя будет ниже 20 °С, что может привести к замораживанию теплообменников. Следует изменить обвязку теплообменников.

8. Определяем проектную теплопроизводительность секции подогрева

$$Q_{пр} = G(I_{кон}^{np} - I_{нач}^{np}) = 180000[7,5 - (-9,0)] = 2970000 \text{ ккал/ч.}$$

9. Определяем коэффициент теплопередачи секции подогрева, исходя из теплопроизводительности секции с 10%-ным запасом:

$$K = \frac{1,1 Q_{пр}}{F_{\phi} \left(\frac{t'_{zop} + t'_{обp}}{2} - \frac{t'_{нач} + t'_{кон}}{2} \right) c} = \frac{1,1 \cdot 2970000}{1111,6 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-38,5 + 31}{2} \right) 0,85} = 30,4 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

10. Находим скорость движения воды в трубках теплообменника определяется из формулы $K = 12,8 (\rho)^{0,49} \omega^{0,135}$;

$$\omega = \left(\frac{K}{12,8 (\rho)^{0,49}} \right)^{\frac{1}{0,135}} = \left(\frac{30,4}{12,8 \cdot 6,91^{0,49}} \right)^{\frac{1}{0,135}} = 0,54 \text{ м/с.}$$

11. Количество воды, которое необходимо подавать в каждый теплообменник:

$$W' = \omega f_{тр} \cdot 3600 \cdot 1000 = 0,54 \cdot 0,0028 \cdot 3600 \cdot 1000 = 5440 \text{ кг/ч.}$$

12. Необходимое число теплообменников $n = W/W'$:

$$W = \frac{Q_{пр}}{c(t'_{zop} - t'_{обp})} = \frac{2970000}{1(150 - 70)} = 37120 \text{ кг/ч;}$$

$$n = 37120/5440 = 7.$$

Принимаем смешанную схему подвода теплоносителя к теплообменникам и проверяем секцию подогрева на замораживание.

13. Скорость движения воды в трубках

$$\omega_{-0,5} = \frac{18560}{8 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0,0028} = 0,23 \text{ м/с.}$$

14. Фактические коэффициенты теплопередачи и по каталогу:

$$K_{к} = 13,5 (\rho)^{0,49} \omega^{0,135} = 13,5 \cdot 6,91^{0,49} \cdot 0,23^{0,135} = 28,5 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

$$K_{\phi} = K_{к} c = 28,5 \cdot 0,85 = 24,2 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

15. Требуемая площадь поверхности нагрева

$$F_{тр} = \frac{1008000}{24,2 \left(\frac{74,5 + 20}{2} - \frac{-0,5 + 22,7}{2} \right)} = 1152 > 1111,6 \text{ м}^2,$$

Т.е. конечная температура теплоносителя будет $> 20^{\circ}\text{С}$.

Приложение 3

Формулы для расчета воздухораспределителей

В верхней зоне горизонтальными струями, настилающимися на потолок	II	Компактная настилающаяся струя	Основной, свободная струя	Воздухораспределители 1, 2 и решетки 3, 4 при параллельных направляющих	$\frac{X_{II}}{\sqrt{F_{II}}} \leq 2,1$	$v_x \frac{X_{II}}{m_2 K_a \sqrt{F_0}} \quad (219)$	$\Delta t_p \frac{n_2 K_a \sqrt{F_0}}{X_{II}} \quad (220)$
		Основной, стесненная струя			При значениях $X_{II}/\sqrt{F_{II}} > 2,1$ следует принимать меньшее из значений v_0 , полученных по формулам (221) и (223)	$v_x \frac{X_{II}}{m_2 K_a K_c \sqrt{F_0}} \quad (221)$	$\Delta t_p \frac{v_x n_2}{v_0 m_2} \quad (222^*)$
		Обратный поток, в ОЗ или РЗ				$v_{обп} \frac{10,5}{m_2} \sqrt{\frac{F_{II}}{F_0}} \quad (223)$	$\Delta t_p \frac{v_{обп} n_1}{v_0 m_2} \quad (224)$

ВАРИАНТЫ ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЗАДАНИЯ

1. Регулирование расходов воздуха.

Задача №1. Дано: разность требуемых и фактических характеристик концевых участков сети $K_H - K_\Phi = 560 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; диаметр участка воздуховода круглого сечения $d = 160 \text{ мм}$ или размеры сторон воздуховода прямоугольного сечения $b \times h = 100 \times 200 \text{ мм}$ ($F = 0,02 \text{ м}^2$). Определить абсолютные размеры отверстий дросселирующих устройств.

Вариант	$K_H - K_\Phi = 560 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$	$d, \text{ мм}$	$b \times h$
1	560	100	100×200
2	650	125	200×600
3	450	160	200×200
4	380	140	100×200
5	400	180	200×600
6	600	160	250×150
7	650	125	100×200
8	560	160	200×600
9	650	125	250×250
10	660	140	100×200
11	444	250	200×600
12	555	225	250×150
13	630	125	100×200
14	554	250	200×600
15	365	180	250×150
16	170	140	100×200
17	480	225	200×600
18	400	200	200×200
19	250	125	100×200
20	363	200	200×600
21	275	160	100×200
22	458	250	200×600
23	285	200	100×200
24	418	225	200×600

2. Наладка воздухораспределительных устройств.

Регулирующие решётки.

Задача №2. Определить максимально допустимый расход воздуха через регулируемую решётку типа РР исполнения В размером 200×600 ($F_0 = 0,12 \text{ м}^2$), которая подает воздух горизонтальной компактной струёй. По конструктивным

соображениям принять две решётки по ширине помещения. Решётки должны быть установлены на высоте $h_p \geq 0,8H_n$, то есть выше рабочей или обслуживаемой зоны.

Размеры помещения: высота $H_n = 5$ м, ширина $b = 12$ м, длина в направлении приточной струи $l = 6$ м. Высота рабочей зоны $h = 2$ м. Объём помещения $V = 360 \text{ м}^3$. нормируемая скорость воздуха в рабочей зоне $v_{\text{норм}} = 0,5$ м/с; рабочая разность температур $\Delta t_p = 5$ °С, а допустимая разность температур в рабочей зоне $\Delta t_{\text{доп}} = 0,5$ °С. Полное расстояние струи до рабочей зоны $X_n = 6 + 5 - 2$ м. Площадь поперечного сечения помещения, приходится на одну струю, $F_n = (5 \cdot 12)/2 = 30 \text{ м}^2$.

Вариант	H_n	b	l	h	Δt_p
1	4	10	4	2	5
2	5	12	6	3	6
3	6	13	5	2	7
4	7	14	6	3	4
5	8	15	4	4	5
6	4	16	5	3	6
7	5	18	6	2	7
8	6	10	4	3	4
9	7	12	5	2	5
10	8	13	6	3	6
11	4	14	5	4	7
12	5	15	4	5	4
13	6	16	6	4	5
14	5	10	6	3	5
15	6	12	5	2	6
16	7	13	6	3	7
17	8	14	4	4	4
18	4	15	5	3	5
19	5	16	6	2	6
20	6	18	4	3	7
21	7	10	5	2	4
22	5	12	4	4	5
23	6	11	4	3	3
24	6	12	5	4	4

3. Испытание и наладка устройств для очистки воздуха.

Задача №3. Рассчитать активированный бортовой отсос для ванны обезжиривания с раствором фосфористого натрия температурой 80 °С. Ширина ванны $B = 105$ см, длина $l = 2,5$ м. Щели для подачи и удаления воздуха располагаются вдоль длинных бортов ванны.

Вариант	$t, \text{°C}$	B	l
1	40	105	4
2	50	120	6
3	60	130	5
4	70	140	6
5	80	150	4

6	40	160	5
7	50	180	6
8	60	100	4
9	70	120	5
10	80	130	6
11	40	140	5
12	50	150	4
13	60	160	6
14	50	115	4
15	40	130	6
16	50	120	5
17	60	130	6
18	70	140	4
19	80	150	5
20	40	160	6
21	40	180	4
22	50	130	5
23	50	170	5
24	60	140	4

4. Наладка секций подогрева центральных кондиционеров.

Задача №4. Секция подогрева собрана из трёхрядных теплообменников четырёх однометровых и четырёх полуметровых, обвязанных параллельно по теплоносителю.

Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{пр} = 0,0042 \text{ м}^2$. Площадь живого сечения секции подогрева для прохода воздуха $f = 7,24 \text{ м}^2$. Теплоотдающая площадь поверхности секции подогрева $F = 827,9 \text{ м}^2$.

Расчётные параметры наружного воздуха: $t'_{нач} = -25 \text{ °C}$; $I^{пр}_{нач} = -5,8 \text{ ккал/кг}$. Расчётные параметры теплоносителя: $t'_{гор} = 150 \text{ °C}$; $t'_{обр} = 70 \text{ °C}$. Проектные значения конечной энтальпии и температуры воздуха: $I^{пр}_{кон} = 8,9 \text{ ккал/ч}$; $t'_{кон} = 36,2 \text{ °C}$.

Подача кондиционера $G = 180000 \text{ кг/ч}$. Испытания проводились при параметрах наружного воздуха: $t_{нач} = -10 \text{ °C}$; $I_{нач} = 2 \text{ ккал/кг}$.

По результатам испытания получено: температура воды в поддоне оросительной камеры $11,6 \text{ °C}$; температуры теплоносителя: $t_{гор} = 112 \text{ °C}$; $t_{обр} = 67 \text{ °C}$.

Провести анализ результатов испытания секции первого подогрева прямооточного кондиционера КТ-160 и разработать необходимые рекомендации по изменению обвязки теплообменников.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$f_{пр} \cdot 10^3 \text{ м}^2$	5	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	5,3	5,2	5,6	5,4	5,3	5,2	5,0
$f \text{ м}^2$	8	9	10	11	12	13	9	8	6	7	4	5	4
$F \text{ м}^2$	600	700	655	566	654	890	789	659	764	984	768	456	555
$t'_{нач}$	-22	-20	-13	-14	-15	-19	-10	-22	-23	-27	-25	-12	-15

°C													
$I_{\text{пр нач}}$ ккал/к г	-5,3	-4,9	-2,2	-2,4	-2,6	-4,8	-1,9	-5,5	-5,9	-6,7	-5,4	-2,0	-2,3
$t_{\text{гор}}$ °C	120	130	140	150	145	135	127	160	157	146	127	144	134
$t'_{\text{обр}}$ °C	70	76	78	88	77	70	72	90	84	76	72	79	77
$I_{\text{пр кон}}$ ккал/ч	7	8	9	9,5	9	6,5	6,7	7	8	7,5	7,2	8,7	9
$t'_{\text{кон}}$ °C	36	38	39	40	36	31	33	44	38	37	35,5	33	34
$G * 10^{-4}$ кг/ч	19	19	20	21	19	16	15	16	14	13	12	15	16
$t_{\text{нач}}$ °C	-11	-12	-13	-15	-16	-13	-12	-18	-17	-14	-15	-13	-14
$I_{\text{нач}}$ ккал/кг	2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	1,8	1,9	1,7	1,7	1,6	1,7	1,3
$t_{\text{вода в}}$ поддоне орос. камере °C	12	14	13	15	17	11	12	14	13	11	13	12	11
$t_{\text{гор}}$ °C	111	112	115	122	117	122	111	100	109	108	112	113	110
$t_{\text{обр}}$ °C	66	65	75	77	74	67	64	57	59	57	56	62	56

Вари- ант	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$f_{\text{пр}} * 10^3$ м ²	5	5,0	5,6	5,7	5,8	5,9	5,3	5,2	5,6	5,7	5,8
f м ²	9	8	12	12	11	11	12	9	8	9	8
F м ²	600	700	655	566	654	890	789	659	764	654	890
$t_{\text{нач}}$ °C	-22	-21	-13	-14	-13	-15	-13	-22	-25	-22	-25
$I_{\text{пр нач}}$ ккал/к г	-5,3	-4,9	-2,2	-2,4	-2,6	-4,8	-1,9	-5,5	-5,9	-4,9	-2,2
$t_{\text{гор}}$ °C	130	120	130	150	155	135	137	160	147	160	147
$t'_{\text{обр}}$ °C	76	70	78	88	77	70	72	90	84	90	84
$I_{\text{пр кон}}$ ккал/ч	7	8	9	9,5	9	6,5	6,7	7	9	7	9
$t'_{\text{кон}}$ °C	37	37	39	40	36	31	33	44	38	34	38
$G * 10^{-4}$ кг/ч	19	19	20	21	19	16	15	16	10	14	12
$t_{\text{нач}}$ °C	-10	-10	-13	-15	-16	-13	-12	-18	-10	-17	-10
$I_{\text{нач}}$ ккал/кг	2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	1,8	1,9	1,7	1,9	1,8

$t_{\text{вода в поддоне орос. камере}}^{\circ\text{C}}$	13	13	13	14	16	12	13	14	12	13	12
$t_{\text{гор}}^{\circ\text{C}}$	111	112	115	122	117	122	111	100	110	100	120
$t_{\text{обр}}^{\circ\text{C}}$	60	66	75	77	75	63	66	57	59	56	49

Задача №5. В результате испытания секции подогрева прямооточного кондиционера КТ-160 получено: подача кондиционера 180000 кг/ч, коэффициент $c = K_{\phi} / K_{\kappa} = 0,85$. Секция подогрева собрана из двух рядов двухрядных теплообменников, по восемь теплообменников в каждом ряду, обвязанных последовательно в ряду и смешано в секции. Площадь живого сечения теплообменников для прохода теплоносителя $f_{\text{тр}} = 0,0028 \text{ м}^2$. Площадь живого сечения секции подогрева по воздуху $f = 7,24 \text{ м}^2$. Теплоотдающая площадь поверхности секции подогрева $F_{\phi} = 1111,6 \text{ м}^2$.

Расчётные параметры наружного воздуха: $t'_{\text{нач}} = -38,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Gamma^{\text{пр}}_{\text{нач}} = -9 \text{ ккал/кг}$. Расчётные параметры воздуха после секции подогрева: $t_{\text{кон}} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Gamma^{\text{пр}}_{\text{кон}} = 7,5 \text{ ккал/ч}$. Расчётные параметры теплоносителя: $t'_{\text{гор}} = 150^{\circ}\text{C}$; $t'_{\text{обр}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Проверить секцию подогрева на замораживание при необходимости разработать рекомендации по изменению схемы обвязки теплообменников.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$t'_{\text{нач}}^{\circ\text{C}}$	-22	-20	-13	-14	-15	-19	-10	-22	-23	-27	-25	-12	-15
$\Gamma^{\text{пр}}_{\text{нач}}$ ккал/кг	-5,3	-4,9	-2,2	-2,4	-2,6	-4,8	-1,9	-5,5	-5,9	-6,7	-5,4	-2,0	-2,3
$t'_{\text{гор}}^{\circ\text{C}}$	120	130	140	150	145	135	127	160	157	146	127	144	134
$t'_{\text{обр}}^{\circ\text{C}}$	70	76	78	88	77	70	72	90	84	76	72	79	77
$\Gamma^{\text{пр}}_{\text{кон}}$ ккал/ч	7	8	9	9,5	9	6,5	6,7	7	8	7,5	7,2	8,7	9
$t_{\text{кон}}^{\circ\text{C}}$	36	38	39	40	36	31	33	44	38	37	35,5	33	34
Подача * 10^{-4} кг/ч	19	20	21	22	21	19	18	18	17	18	16	18	17

Вариант	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$t'_{\text{нач}}^{\circ\text{C}}$	-20	-13	-14	-15	-19	-10	-22	-11	-19	-23	-20
$\Gamma^{\text{пр}}_{\text{нач}}$ ккал/кг	-5,3	-4,9	-4,9	-2,2	-2,4	-2,6	-4,8	-1,9	-5,5	-1,9	-5,5
$t'_{\text{гор}}^{\circ\text{C}}$	145	120	130	140	150	145	135	120	127	127	160
$t'_{\text{обр}}^{\circ\text{C}}$	70	76	78	88	77	70	72	90	84	90	84
$\Gamma^{\text{пр}}_{\text{кон}}$ ккал/ч	7	7	8	9	9,5	9	6,5	5,7	6	6,7	7

$t_{\text{кон}}$ °C	36	38	39	40	36	31	33	34	39	44	38
Подача * 10^{-4} кг/ч	21	22	21	19	18	18	17	16	16	16	16

Библиографический список

1. Меклер В.Я., Раввин Л.С. Автоматическое регулирование санитарно-технических и вентиляционных систем. – М.: Стройиздат, 1982 –224с.
2. Меклер В.Я., Овчинников П.А. Промышленная вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стрйиздат, 1978 –312с.
3. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие – М.: Стройиздат, 1980 –448с.
4. Наладка и эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие – К.: Будівельник, 1984 –88с.
5. Овчинников П.А., Кузьмин О.С. Вытяжные воздухораспределительные устройства. – М.: Стрйиздат, 1987 –90с.
6. Орлов К.С. Монтаж санитарно-технических вентиляционных систем и оборудования. – М.: Академия: ИРПО, 1999 –152с.
7. Сотников А.Г. Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием. – Л.: Наука, 1976 –152с.
8. Пеклов А.А., Степанова Т.А. Кондиционирование воздуха. - Киев: Вища школа, 1978. - 325 с.