

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
Требование к оформлению курсовой работы.....	5
1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....	6
1.1. Расчетные параметры внутреннего воздуха.....	6
1.2. Расчетные параметры наружного воздуха.....	6
1.3. Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение.....	6
2. ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА. РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ.....	10
2.1. Схема организации воздухообмена. Определение температуры удаляемого и приточного воздуха.....	10
2.2. Определение расхода приточного воздуха и минимально необходимого расхода наружного воздуха.....	10
2.3. Расчет воздухораспределения.....	10
3. ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И ПОСТРОЕНИЕ НА I-D ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....	14
3.1. Построение процессов изменения состояния воздуха в СКВ на i-d диаграмме для теплого периода года.....	14
3.1.1. Выбор технологической схемы с использованием испарительного охлаждения или с использованием искусственного холода.....	14
3.1.2. Построение процессов для теплого периода года на основе применения прямого, косвенного и двухступенчатого испарительного охлаждения.....	15
3.1.3. Построение процессов для теплого периода года с использованием искусственного холода.....	17
3.2. Построение процессов на i-d диаграмме для холодного периода года.....	20
4. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА И РАСЧЕТ ЕГО ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ БЛОКОВ.....	23
4.1. Выбор типоразмера центрального кондиционера.....	23
4.2. Воздуонагреватели и воздухоохладители.....	23
4.3. Блоки увлажнения воздуха.....	28
4.3.1. Расчет камеры орошения (поверочный) при адиабатном процессе обработки воздуха.....	28
4.3.2. Расчет блока сотового увлажнения.....	31
4.3.3. Расчет блока парового увлажнения.....	33
4.4. Блоки регенерации теплоты удаляемого воздуха.....	34
4.5. Вентиляционный агрегат.....	37
4.6. Подбор центрального кондиционера с помощью компьютерной программы.....	41
5. ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА. РАСЧЕТ И ПОДБОР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	43
5.1. Узлы регулирования поверхностных водяных воздунагревателей и воздухоохладителей.....	43
5.2. Холодоснабжение воздухоохладителей центрального кондиционера.....	46
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	53
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	55

ВВЕДЕНИЕ

В учебно-методическом пособии приводятся теоретический материал и методические рекомендации для решения задач и выполнения расчетов на практических занятиях и при выполнении курсовой работы. В каждом разделе приведены примеры решения задач и расчетов, которые следует использовать при проведении практических занятий. Цель — приобретение студентами практических навыков расчетов, проводимых при проектировании систем кондиционирования воздуха (СКВ) гражданского здания.

Объектом выполнения курсовой работы является одно помещение большого объема здания общественного назначения (зрительный зал, зал заседаний и т.д.), в котором необходимо обеспечить оптимальные параметры воздуха (кондиционирование воздуха второго класса).

Требование к оформлению курсовой работы

Курсовая работа состоит из расчетной части на 20–25 страницах и графической части, которая выполняется на общих чертежах комплексного проекта, а так же включает необходимые дополнительные чертежи. Расчетная часть должна содержать все разделы, необходимые для разработки проекта центральной СКВ помещения большого объема и предусмотренные методическими указаниями к курсовой работе. В графической части работы должны быть отражены все принятые технические решения:

1. План помещения большого объема, для которого проектируется система кондиционирования воздуха в масштабе 1:100 с нанесением приточных и вытяжных воздухораспределителей с указанием их типа и размеров, воздухопроводов с указанием их размеров.

2. План и разрез помещения венткамеры и помещения для размещения холодильной машины в масштабе 1:50. На плане и разрезе необходимо показать центральный кондиционер, холодильную машину, воздухопроводы, воздухозаборное устройство, трубопроводы обвязки воздухонагревателей, воздухоохладителей, камеры орошения и холодильных машин. Все оборудование должно быть привязано к осям.

3. Схема воздухопроводов СКВ в масштабе 1:100.

4. Схемы тепло-холодоснабжения в масштабе 1:50 (узлы обвязки воздухонагревателей, воздухоохладителей и камеры орошения с указанием регулирующих клапанов, насосов и т.д., обвязка холодильной машины).

5. Функциональная схема автоматического регулирования системы кондиционирования воздуха.

6. Спецификация основного оборудования: блоки центрального кондиционера, холодильная машина, вытяжные вентиляторы, трубопроводы, узлы обвязки теплообменников с указанием типоразмера насоса, регулирующего клапана и т.д. Спецификация при недостатке места может быть помещена в пояснительной записке.

Графическая часть проекта должна быть выполнена в соответствии с требованиями ГОСТ по оформлению чертежей отопления и вентиляции [14].

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1.1. Расчетные параметры внутреннего воздуха

Оптимальные параметры микроклимата в обслуживаемой зоне общественных и административно-бытовых помещений зданий определяют по ГОСТ 30494 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» в зависимости от периода года и категории помещения [7].

1.2. Расчетные параметры наружного воздуха

Для проектирования систем кондиционирования воздуха первого и второго классов в качестве расчетных параметров наружного климата для теплого и холодного периодов года принимаются климатические параметры Б в соответствии с табл. 10.1 СП 131.13330.2020 [9]. В зависимости от географического месторасположения здания определяются следующие исходные климатологические данные [6; 8; 9]:

- географическая широта [9];
- расчетные значения температуры и энтальпии наружного воздуха для теплого и холодного периодов года [9];
- среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в июле [9];
- расчетная скорость ветра в теплый период года по табл. 4.1, графа 13, м/с, но не менее 1 м/с [9];
- максимальная и среднесуточная интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на горизонтальную поверхность [6];
- время максимума интенсивности солнечной радиации [6].

Расчетные значения температуры наружного воздуха по параметрам Б принимаются по табл. 4.1, графа 4 для теплого периода и по табл. 3.1, графа 5 для холодного периода. Расчетные значения энтальпии наружного воздуха по параметрам Б принимаются по Приложению А рис. А.5 для теплого периода года, по расчету или графически с использованием *i-d* диаграммы при температуре наружного воздуха и относительной влажности наружного воздуха из табл. 3.1, графа 16 для холодного периода [9]. Для отдельных городов РФ температура и энтальпия наружного воздуха может приниматься по табл. П1 приложения П СП60.13330.2020 [8].

1.3. Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение

При расчете системы кондиционирования воздуха необходимо учитывать следующие потоки теплоты: от людей, от солнечной радиации через светопрозрачные ограждения и массивные ограждения: наружные стены и покрытия, от электрического освещения, технологические, за счет теплопередачи через наружные ограждения (для холодного периода — теплопотери), от отопительных приборов системы водяного отопления, если они не выключаются в часы работы (для холодного периода) [1; 3; 4; 6].

Источниками выделений водяных паров в основных помещениях гражданских зданий являются люди, в столовых и ресторанах — горячая пища, технологическое оборудование, в бассейнах — открытые смоченные поверхности.

Для выявления расчетных (максимальных) избытков или недостатков теплоты в помещении необходимо составить уравнение теплового баланса для теплого и холодного периода года, складывая потоки теплоты с соответствующими знаками от различных источников: людей, искусственного освещения, технологического оборудования и т.п., через

наружные ограждения светопрозрачные и массивные по каждому часу в сводной таблице потоков теплоты в помещении.

Аналогично определяют расчетные (максимальные) избытки влаги в помещении, составляя уравнение баланса по влаге помещения для теплого и холодного периода года, складывая потоки влаги от различных источников: людей, пищи, технологического оборудования, открытых и смоченных поверхностей по каждому часу в сводной таблице потоков влаги в помещении.

Пример 1. Определение количества влаги, которое испаряется в бассейне с поверхности воды со смоченной поверхности дорожек.

В помещении бассейна расположена ванна бассейна площадью зеркала 275 м^2 с температурой воды $t_w = +28 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура воздуха $t_B = t_w + (1 \div 2) = 28 + 2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Относительная скорость движения воздуха в помещении бассейна $v = 0,2 \text{ м/с}$. Площадь обходных дорожек 195 м^2 .

Расчет производится при значении относительной влажности воздуха в обслуживаемой зоне помещения $\varphi_B = 65 \%$. Температура поверхности воды для ванны, $^\circ\text{C}$, принимается на один градус Цельсия ниже температуры воды: $t_{\text{пов}} = t_w - 1$.

Предстоит вычислить среднее значение температуры процессов тепло- и влагообмена, $^\circ\text{C}$:

– для ванны

$$t'_1 = \frac{t_B + t_{\text{пов}}}{2} = \frac{30 + 27}{2} = 28,5;$$

– для обходных дорожек при $t_{\text{од}} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t'_2 = \frac{t_B + t_{\text{од}}}{2} = \frac{30 + 31}{2} = 30,5.$$

Значение коэффициентов кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$:

– для ванны:

$$v_1 = [14,16 + 0,0933(t'_1 - 10)] \frac{1010}{P_6} \cdot 10^{-6},$$

$$v_1 = [14,16 + 0,0933(28,5 - 10)] \frac{1010}{997} \cdot 10^{-6} = 16 \cdot 10^{-6};$$

– для обходных дорожек:

$$v_2 = [14,16 + 0,0933(t'_2 - 10)] \frac{1010}{P_6} \cdot 10^{-6},$$

$$v_2 = [14,16 + 0,0933(30,5 - 10)] \frac{1010}{997} \cdot 10^{-6} = 16,3 \cdot 10^{-6}.$$

Значение модифицированного критерия Рейнольдса:

– для ванны:

$$\text{Re}_1 = v_B^2 \Delta t / v_1,$$

$$\text{Re}_1 = 0,2^2 \cdot 1 / (16 \cdot 10^{-6}) = 2500;$$

– для обходных дорожек:

$$\text{Re}_2 = v_B^2 \Delta \tau / \nu_2,$$

$$\text{Re}_2 = 0,2^2 \cdot 1 / (16,3 \cdot 10^{-6}) = 2454.$$

Давление насыщенного водяного пара, Па:

– над поверхностью ванны:

$$P_{\text{пов}} = 1,8424 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-5331}{t_{\text{пов}} + 273,15}\right) = 1,8424 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-5331}{27 + 273,15}\right) = 3563;$$

– над смоченными поверхностями обходных дорожек:

$$P_{\text{од}} = 1,8424 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-5331}{t_{\text{од}} + 273,15}\right) = 1,8424 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-5331}{31 + 273,15}\right) = 4500;$$

– в обслуживаемой зоне:

$$P_B = 1,8424 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-5331}{t_B + 273,15}\right) = 1,8424 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-5331}{30 + 273,15}\right) = 4241.$$

Значение плотности водяного пара, кг/м³:

– над поверхностью воды в ванне:

$$c_{\text{пов}} = P_{\text{пов}} P_6 / [461,7(273 + t_{\text{пов}})1010] = 3563 \cdot 997 / [461,7(273 + 27)1010] = 0,0253;$$

– над поверхностью обходных дорожек:

$$c_{\text{од}} = P_{\text{од}} P_6 / [461,7(273 + t_{\text{од}})1010] = 4500 \cdot 997 / [461,7(273 + 31)1010] = 0,0316;$$

– в воздухе обслуживаемой зоны:

$$c_{\text{оз}} = P_{\text{вфв}} P_6 / [461,7(273 + t_B)1010] = 4241 \cdot 0,65 \cdot 997 / [461,7(273 + 30)1010] = 0,0194.$$

Влагосодержание воздуха в обслуживаемой зоне при заданном значении относительной влажности воздуха ϕ , г/кг:

$$d_B = \frac{c_B \cdot 10^3}{\rho_B},$$

где ρ_B — плотность воздуха в обслуживаемой зоне, кг/м³,

$$d_B = \frac{0,0194 \cdot 10^3}{1,165} = 16,6.$$

Вычисление коэффициента влагообмена, м/ч:

– на поверхности ванны:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 2175(\text{Re}_1)^{-0,364} \left(1 + \frac{t_B - t_{\text{пов}}}{273 + t_B}\right)^{-7,2} \left(\frac{c_{\text{пов}} - c_B}{c_{\text{пов}}}\right)^{0,412} v_B = \\ &= 2175(2500)^{-0,364} \left(1 + \frac{30 - 27}{273 + 30}\right)^{-7,2} \left(\frac{0,0253 - 0,0194}{0,0253}\right)^{0,412} 0,2 = 12,9; \end{aligned}$$

– над смоченной поверхностью обходных дорожек:

$$\beta_2 = 2175(\text{Re}_2)^{-0,364} \left(1 + \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{од}}}{273 + t_{\text{в}}}\right)^{-7,2} \left(\frac{c_{\text{од}} - c_{\text{оз}}}{c_{\text{од}}}\right)^{0,412} v_{\text{оз}} =$$
$$= 2175(2454)^{-0,364} \left(1 + \frac{30 - 31}{273 + 30}\right)^{-7,2} \left(\frac{0,0316 - 0,0194}{0,0316}\right)^{0,412} \cdot 0,2 = 16,75.$$

Количество испаряющейся воды, кг/ч:

– на поверхности ванны:

$$w_{\text{ван}} = A_{\text{вр}} \beta_1 (c_{\text{ван}} - c_{\text{в}}) \frac{1010}{P_6} = 275 \cdot 12,9(0,0253 - 0,0194) \frac{1010}{997} = 21,2;$$

– со смоченной поверхности обходных дорожек (постоянно смочено 20 %):

$$w_{\text{од}} = A_{\text{од}} K_{\text{сд}} \beta_2 (c_{\text{од}} - c_{\text{в}}) \frac{1010}{P_6} = 195 \cdot 0,2 \cdot 16,75(0,0316 - 0,0194) \frac{1010}{997} = 8,07.$$

Количество скрытой теплоты, Вт:

– с открытой поверхности ванны бассейна:

$$Q_{\text{скр. ван}} = 0,278 w_{\text{ван}} (2501,3 - 2,39 t_{\text{в}}) = 0,278 \cdot 21,2(2501,3 - 2,39 \cdot 28,5) = 14\,340,2;$$

– со смоченной поверхности обходных дорожек:

$$Q_{\text{скр. од}} = 0,278 w_{\text{од}} (2501,3 - 2,39 t_{\text{од}}) = 0,278 \cdot 8,07(2501,3 - 2,39 \cdot 31) = 5445,4.$$

Поглощение явной теплоты из воздуха помещения поверхностью ванны, Вт:

$$Q_{\text{п.в.}} = \alpha_{\text{п.в.}} A_{\text{в.р.}} (t_{\text{в}} - t_{\text{пов}}),$$

где $\alpha_{\text{п.в.}}$ — коэффициент явного теплообмена на поверхности ванны, Вт/(м² · °С), в первом приближении можно принять: $\alpha_{\text{п.в.}} = 4$ Вт/(м² · °С); $A_{\text{в.р.}}$ — расчетная площадь поверхности ванны, м²:

$$A_{\text{в.р.}} = 1,07 A_{\text{ван}},$$

здесь 1,07 — коэффициент, учитывающий образование волн на поверхности при плавании.

$$Q_{\text{п.в.}} = 4 \cdot 195 (30 - 27) = 2340.$$

Кроме этой методики существуют другие формулы для определения расчета испарения воды, что также отражено в литературе [4].

2. ВЫБОР ПРИНЦИПАЛЬНОЙ СХЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА. РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

2.1. Схема организации воздухообмена.

Определение температуры удаляемого и приточного воздуха

Схема организации воздухообмена в помещении и тип воздухораспределителей оказывают большое влияние на энергопотребление и капитальные затраты СКВ, т.к. от них зависит расход и температура приточного воздуха. При выборе схемы организации воздухообмена следует учитывать конкретные особенности помещения, его назначение, конструктивные решения.

Рекомендации по выбору схемы подачи и удаления воздуха и методики расчета воздухораспределения приведены в литературе [1; 2; 6; 8; 13], в соответствующих главах СП для общественных зданий.

2.2. Определение расхода приточного воздуха и минимально необходимого расхода наружного воздуха

Расход приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха, м³/ч, определяют для теплого периода года по избыткам явной теплоты, используя литературу [1; 8].

Для определения расхода наружного воздуха в помещениях разного назначения можно использовать литературу [1; 12].

2.3. Расчет воздухораспределения

В целях сокращения требуемого количества приточного воздуха принимают максимально возможное значение рабочей разности температур (разность температуры внутреннего и приточного воздуха) для соответствующего типа воздухораспределителя. Проверку принятого значения рабочей разности температур и соответственно температуры приточного воздуха производят расчетом воздухораспределения.

Следует выполнить расчет воздухораспределения для теплого периода года в кондиционируемом помещении, используя указания и рекомендации [1; 2; 8; 13].

Пример 2. Расчет воздухораспределения в помещении при подаче воздуха настилающимися струями.

Выбор типоразмера воздухораспределителя и проверка условия комфортности при смешительной вентиляции для веерных настилающихся струй для выставочного зала с размерами 55,4 × 19,2 × 4,7 м.

Исходные данные для расчета.

Расчетный воздухообмен: $L_n = 25\,490$ м³/ч. Расчетная температура воздуха в помещении: $t_{p.з.} = 24$ °С. Температура приточного воздуха: $t_0 = 20$ °С. Допустимая подвижность воздуха в рабочей зоне $V_{p.з.} = 0,3$ м/с. Скорость и температура на оси струи при входе в рабочую зону:

$$V_x^{\text{норм}} = KV_{p.з.} = 1,2 \cdot 0,3 = 0,36 \text{ м/с} \quad (K = 1,2 \text{ согласно Прил. Г [8]);}$$

$$t_x^{\text{норм}} = t_{p.з.} - \Delta t_1 = 24 - 1,5 = 22,5 \text{ °С} \quad (\Delta t_1 = 1,5 \text{ согласно Прил. Д [8]).}$$

Так как высота помещений $h_{п} = 4,7$ м, можно использовать подачу воздуха потолочными воздухораспределителями (рис. 2.1). Расчет параметров воздушных струй в помеще-

нии необходим для уточнения температуры приточного воздуха, на основе которой определяется расчетный воздухообмен в помещении. Для создания настилающих струй необходимо устройство подшивного потолка, закрывающего воздуховоды, проложенные в помещении для подачи воздуха к воздухораспределителям.

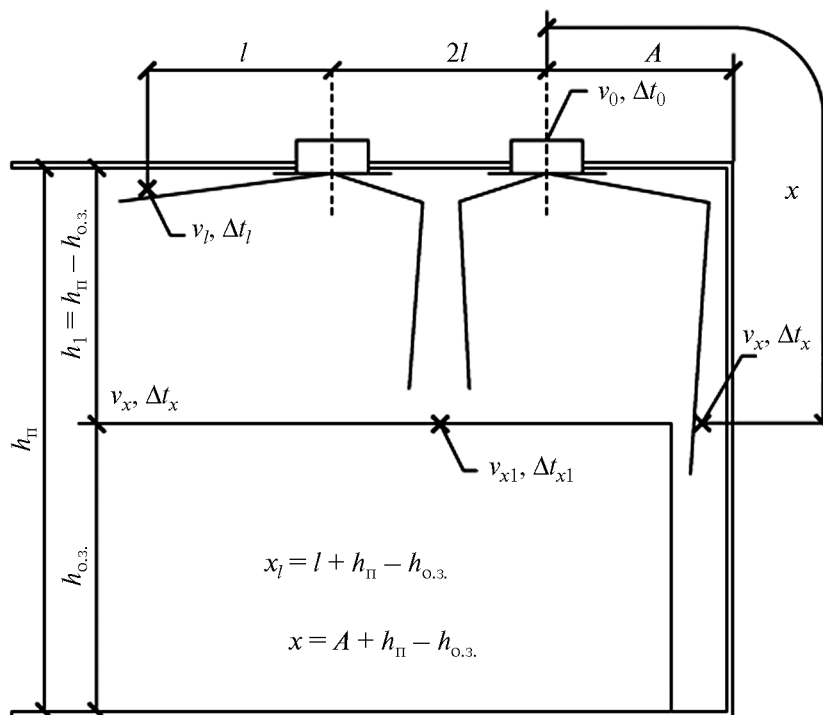


Рис. 2.1. Схема распределения воздуха настилающей струей через потолочные воздухораспределители

Потолок помещения разбивается на квадратные или прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель.

В качестве воздухораспределителей принимаются регулируемые потолочные воздухораспределители (диффузоры) типа 4АПР («Арктос», Россия) [13]. Разбить потолок на прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых находится воздухораспределитель. Принять ячейки размером $6,9 \times 6,4$ м.

Найти расчетную длину распространения струи, м:

– вдоль помещения:

$$x_p = l + (h_{\text{вп}} - h_{\text{р.з.}}) = 3,45 + (4,7 - 1,5) = 6,65;$$

– поперек помещения:

$$x_p = l + (h_{\text{пп}} - h_{\text{р.з.}}) = 3,2 + (4,7 - 1,5) = 6,4.$$

Размещение воздухораспределителей должно отвечать условию:

$$0,5 < \frac{l}{x_p} < 1,5;$$

$$0,5 < \frac{3,45}{6,65} < 1,5; 0,5 < 0,52 < 1,5;$$

$$0,5 \leq \frac{3,2}{6,4} < 1,5; 0,5 < 0,5 < 1,5.$$

Условие выполняется. Безотрывное течение должно происходить на протяженности струи l , что обеспечивается величиной геометрической характеристики струи H^{mp} , м:

$$H^{mp} = \frac{l}{0,4} = \frac{3,45}{0,4} = 8,6;$$

$$H^{mp} = \frac{l}{0,4} = \frac{3,2}{0,4} = 8.$$

Количество ячеек 24 шт., следовательно, необходимо установить 24 воздухораспределителя в центре каждой ячейки.

Расход воздуха через каждый воздухораспределитель, м³/ч:

$$L_{вр} = \frac{L_n}{n} = \frac{25\,490}{24} = 1062.$$

Требуемая площадь выхода воздуха из воздухораспределителя из условия обеспечения $V_x^{\text{норм}}$, м²:

$$A_0^{\text{тр}} = \frac{L_{вр} m}{3600 v_x^{\text{норм}} x_p} = \frac{1062 \cdot 2,2}{3600 \cdot 0,36 \cdot 6,4} = 0,28.$$

Требуемая площадь живого сечения вентиляционной решетки из условия обеспечения нормируемого значения скорости воздуха в струе на границе обслуживаемой зоны и требуемого значения длины отрыва струи, м²:

$$A_{0\text{тр}} = \left(5,45 \frac{v_{x\text{доп}} x_p}{H_{\text{тр}}} \right)^4 \frac{1}{(n \Delta t_0)^2} = \left(5,45 \frac{0,36 \cdot 6,65}{8,6} \right)^4 \frac{1}{(1,6 \cdot 4)^2} = 0,129.$$

Принять воздухораспределитель 4АПР 525 × 525 квадратного сечения с фактической площадью выходного сечения $A_0^{\text{ф}} = 0,132$ м².

Фактическая скорость выпуска воздуха, м/с:

$$V_0^{\text{факт}} = \left(\frac{L_{вр}}{3600 \cdot A_0} \right) = \left(\frac{1062}{3600 \cdot 0,132} \right) = 2,23.$$

Фактическая скорость воздуха на оси при входе в рабочую зону, м/с:

$$V_x^{\text{факт}} = \frac{m \cdot V_0^{\text{факт}} \sqrt{A_0}}{x_p} = \frac{2,2 \cdot 2,23 \cdot \sqrt{0,132}}{6,4} = 0,279.$$

Фактическая разность температуры, °С:

$$\Delta t_x^{\text{факт}} = \frac{n \cdot \Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x_p} = \frac{1,6 \cdot 4 \sqrt{0,132}}{6,4} = 0,363.$$

Фактическая величина геометрической характеристики струи:

$$H^{\text{факт}} = 5,45 m V_0^{\text{факт}} \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n \Delta t_0}} = 5,45 \cdot 2,2 \cdot 2,23 \cdot \frac{\sqrt[4]{0,132}}{\sqrt{1,6 \cdot 4}} = 6,37.$$

Протяженность безотрывного течения вдоль потолка, м:

$$l' = 0,4H^{\text{факт}} = 0,4 \cdot 6,37 = 2,55.$$

Так как уменьшилась длина отрыва струи, следует проверить скорость воздуха и избыточную температуру в струе.

Длина струи, м:

$$x_p = l' + (h_{\text{пп}} - h_{\text{р.з.}}) = 2,55 + (4,7 - 1,5) = 5,75.$$

Фактическая скорость воздуха на оси струи при пересечении границы обслуживаемой зоны, м/с:

$$V_x^{\text{факт}} = \frac{m \cdot V_0^{\text{факт}} \sqrt{A_0}}{x_p} = \frac{2,2 \cdot 2,23 \cdot \sqrt{0,132}}{5,75} = 0,31 \leq 0,36.$$

Фактическая избыточная температура на оси струи при пересечении границы обслуживаемой зоны, °С:

$$\Delta t_x^{\text{факт}} = \frac{n \cdot \Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x_p} = \frac{1,6 \cdot 4 \sqrt{0,132}}{5,75} = 0,404 \leq 1,5.$$

Выбранный тип и типоразмер воздухораспределителя обеспечивает нормируемые параметры $\Delta t_x^{\text{факт}}$, $V_x^{\text{факт}}$ на границе обслуживаемой зоны.

Окончательно для подачи приточного воздуха в выставочный зал необходимо принять 24 воздухораспределителя 4АПР 525 × 525 [13].

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru