

Федеральное агентство по образованию
Томский государственный архитектурно-строительный университет

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА ОБЩЕСТВЕННОГО ЗДАНИЯ

Методические указания
к курсовому и дипломному проектированию

Составитель Е.М. Хромова

Томск 2008

Кондиционирование воздуха общественного здания: методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Сост. Е.М. Хромова. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2008. – 56 с.

Рецензент д.т.н. М.И. Шиляев
Редактор Е.Ю. Глотова

Методические указания к курсовому и дипломному проектированию для студентов дневного и заочного обучения специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Печатаются по решению методического семинара кафедры отопления и вентиляции № 42 от 02.07.2008 г.

Утверждены и введены в действие проректором по учебной работе В.В. Дзюбо

с 1.11.2008
до 1.11.2013

Подписано в печать.
Формат 60x90/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.
Уч.-изд. л. 3. Тираж 200 экз. Заказ №

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.
Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.
634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.

ВВЕДЕНИЕ

Изложенные в методических указаниях материалы позволяют производить обоснованный выбор способа и оборудования для обеспечения кондиционирования воздуха в помещениях с учетом конкретных технологических требований и условий наружного климата.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Курсовой и дипломный проект по системам кондиционирования воздуха и холодоснабжения состоит из расчетной и графической частей. Проект выполняется по индивидуальному заданию.

1.1. Содержание расчетно-пояснительной записки

Пояснительная записка представляет собой важный технический документ, в котором кратко, но с достаточной полнотой излагаются мотивировки всех принятых решений, приводятся необходимые расчеты со ссылками на источники, даются пояснения по устройству различных частей системы и краткие указания по ее эксплуатации. Пояснительная записка должна включать в себя следующие разделы:

1. Исходные данные для проектирования.
 - 1.1. Характеристика строительной части объекта.
 - 1.2. Расчетные параметры наружного воздуха.
 - 1.3. Расчетные параметры внутреннего воздуха.
2. Поступления тепла в помещения.
 - 2.1. Теплопоступления через ограждения.
 - 2.2. Теплопоступления от солнечного излучения.
 - 2.3. Теплопоступления от инфильтрации.
 - 2.4. Теплопоступления от людей.
 - 2.5. Теплопоступления от искусственного освещения.
 - 2.6. Теплопоступления от остывающей пищи.

3. Поступление вредных веществ в помещения.
 - 3.1. Поступление влаги от людей.
 - 3.2. Поступление углекислого газа от людей.
4. Определение производительности СКВ.
 - 4.1. Составление теплового и влажностного баланса помещений.
 - 4.2. Расчет воздухообменов по всем вредностям.
 - 4.3. Построение процессов в $I-d$ - диаграмме.
5. Принципиальные и конструктивные решения кондиционирования помещений.
6. Устройства раздачи и удаления воздуха.
7. Аэродинамический расчет системы кондиционирования.
8. Подбор оборудования для системы кондиционирования.
 - 8.1. Камера орошения.
 - 8.2. Воздухоподогреватели.
 - 8.3. Фильтр.

Все рисунки и таблицы должны быть пронумерованы и иметь подрисовочные подписи и заголовки. Объем пояснительной записки должен быть не более 40 страниц.

1.2. Содержание графической части

Графическая часть проекта выполняется на листе ватмана формата А1. В состав графической части входит:

- 1) план здания в М 1:100 с нанесением воздухораспределителей и воздуховодов системы кондиционирования;
- 2) кондиционер в М 1:100;
- 3) аксонометрическая схема воздуховодов системы кондиционирования с нанесением нагрузок, участков и диаметров;
- 4) спецификация на элементы системы кондиционирования воздуха.

2. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Расчетные внешние метеорологические условия для зимнего и летнего времени года выбираем согласно [1].

На холодный период года для СКВ всех классов в качестве расчетных следует принимать параметры воздуха «Б».

На теплый период года: для СКВ первого класса – параметры «Б»; для СКВ второго класса – параметры «Б», сниженные на 2 °С; для СКВ третьего класса – параметры «А».

На основе исходных данных проводятся расчеты тепло- и влаговыделений в помещении. На основании тепловлажностного баланса производим расчет воздухообмена, т. е. определяем количество воздуха, необходимое для ассимиляции избытков тепла и влаги в помещении и создания оптимальных или допустимых параметров воздуха.

3. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Выбор параметров воздуха, которые должны поддерживаться системами кондиционирования, зависит от климатических условий местности, характера производственной деятельности людей, продолжительности их пребывания в помещениях (акклиматизации), выполнение людьми физической работы.

Для холодного и теплого периода года внутреннюю температуру в помещениях следует принимать по [1, 2], с учетом особенностей каждого помещения. Относительная влажность принимается в пределах 40–60 %. Расчетные параметры внутреннего воздуха и кратности воздухообменов в помещениях общественных и административно-бытовых зданий приведены в прил. 1.

Результаты определения расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха сводятся в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные значения параметров наружного и внутреннего воздуха

Город	Характер помещения	Расчетные параметры воздуха				
		Период года	наружного		внутреннего	
			$t_{н}, ^\circ\text{C}$	$I_{н}, \text{кДж/кг}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\Phi_{в}, \%$
		холодный				
		теплый				

4. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛА В ПОМЕЩЕНИЯ

При составлении теплового баланса необходимо определить все поступления и потери тепла для кондиционируемого помещения. В помещениях различного назначения действуют две основные категории тепловых нагрузок: тепловые нагрузки, возникающие снаружи помещения (наружные); тепловые нагрузки, возникающие внутри зданий (внутренние).

Рассмотрим более подробно основные составляющие теплового баланса помещений.

4.1. Теплопоступления через ограждения

Расчет теплопередачи через ограждения помещений (стены, окна, двери) выполняется по известным зависимостям. Количество тепла $Q_{огр}$, передаваемое через каждое ограждение площадью A , м^2 , имеющее коэффициент теплопередачи k ($\text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$), определяется по формуле

$$Q_{огр} = A \cdot k (t_{в} - t_{н}) (1 + \Sigma\beta), \quad (4.1)$$

где β – добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, следует принимать в долях от основных потерь (в помещениях любого назначения через наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери и окна, обращенные на север, восток, северо-восток и северо-запад в размере 0,1, на юго-восток и запад – в размере 0,05; в угловых помещениях дополнительно – по 0,05 на каждую стену, дверь и окно, если одно из ограждений обращено на север, восток, северо-восток и северо-запад).

4.2. Теплопоступления от солнечного излучения

Теплопоступления через световые проемы

Максимальные теплопоступления от солнечной радиации через окна, фонари, витражи, остекленные части балконных и

входных дверей в здание $Q_{p,o}$, Вт, происходят в периоды максимального солнечного облучения наружной поверхности соответствующего ограждения. Эти поступления теплоты складываются из тепла солнечной радиации, непосредственно прошедшей через остекленную часть конструкции ограждения $Q_{п,р}$, и из теплового потока за счет теплопередачи через заполнение светового проема $Q_{т,п}$:

$$Q_{p,o} = Q_{п,р} + Q_{т,п} \quad (4.2)$$

Первое слагаемое этой суммы находим по формуле

$$Q_{п,р} = (q_{п} \cdot K_{инс} + q_{р} \cdot K_{обл}) A_{ок} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3, \quad (4.3)$$

где $q_{п}$, $q_{р}$ – максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на светопроем, Вт/м², в зависимости от географической широты района строительства и ориентации ограждения эти величины определяются по табл. 4.1;

Таблица 4.1

Максимальная солнечная радиация (прямая $q_{п}$ / рассеянная $q_{р}$) на горизонтальную и вертикальные поверхности при безоблачном небе в июле, Вт/м²

Географическая широта, град. с.ш.	Ориентация по сторонам света вертикальной поверхности				
	Ю	ЮВ и ЮЗ	В и З	СВ и СЗ	С
40	257/110	425/146	561/179	428/154	104/95
44	314/114	467/148	579/177	424/149	125/80
48	370/120	497/151	590/175	437/133	141/75
52	424/123	521/154	607/174	449/131	155/73
56	479/124	551/145	621/165	460/125	159/71
60	534/123	579/137	632/149	469/116	165/68
64	582/121	622/135	655/145	490/101	170/65
68	637/121	663/134	669/143	541/106	186/60

$A_{ок}$ – площадь светопроема, м²;

β_1 – коэффициент теплопропускания окон с учетом затенения непрозрачной частью (переплетами) заполнения светопроема, определяется по табл. 4.2;

β_2 – коэффициент теплопропускания прозрачной частью заполнения светопроема, определяется по табл. 4.3;

Таблица 4.2

Коэффициент теплопропускания окон с учетом затенения непрозрачной частью (переплетами) заполнения светопроема

№	Конструкция переплета	β_1	
		для деревянного и ПВХ переплета	для металлического переплета
1	Одинарный переплет	0,8	0,9
2	Однокамерный стеклопакет	0,8	0,9
3	Двухкамерный стеклопакет	0,78	0,85
4	Спаренный переплет	0,75	–
5	Однокамерный стеклопакет и отдельный переплет	0,75	–
6	Двухкамерный стеклопакет и отдельный переплет	0,75	–

Таблица 4.3

Коэффициент теплопропускания прозрачной частью заполнения светопроема

№	Заполнение проема	β_2
1	<i>Одинарное остекление</i> из обыкновенного стекла: толщиной 2,5–3,5 мм толщиной 4–6мм толщиной 8–12 мм	0,95 0,9 0,855
2	<i>Двойное остекление</i> из обыкновенного стекла: толщиной 2,5–3,5 мм толщиной 4–6мм	0,85 0,76
3	<i>Тройное остекление</i> из обыкновенного стекла: толщиной 2,5–3,5 мм толщиной 4–6мм	0,76 0,66

β_3 – коэффициент теплопропускания нестационарными солнцезащитными устройствами, определяется по табл. 4.4;

Таблица 4.4

Коэффициент теплопропускания нестационарными солнцезащитными устройствами

№	Солнцезащитные устройства	β_3
1	<i>Наружные:</i> штора или маркиза из светлой ткани штора или маркиза из темной ткани ставни – жалюзи с деревянными пластинами	0,15 0,2 0,10/0,15
2	<i>Внутренние:</i> шторы – жалюзи с металлическими пластинами штора из светлой ткани штора из темной ткани	0,6/0,7 0,4 0,8

Примечание: коэффициенты теплопропускания даны дробью: в числителе – для жалюзи с пластинами под углом 45°, в знаменателе – для жалюзи с пластинами под углом 90° к плоскости проема.

$K_{инс}$ – коэффициент инсоляции, учитывающий долю прошедшего потока падающей на вертикальный световой проем прямой солнечной радиации после затенения наружными козырьками или вертикальными ребрами; для периода максимальной солнечной радиации определяется по формуле

$$K_{инс} = [1 - (L_k \cdot k_1 - a) / H] [1 - (L_p \cdot k_2 - c) / B], \quad (4.4)$$

где L_k – вылет козырька, м;

a – расстояние от козырька до верха окна, м;

H – высота светопроема, м;

L_p – вылет ребра, м;

c – расстояния от ребра до ближайшего откоса окна, м;

B – ширина светопроема, м;

k_1, k_2 – коэффициенты, определяемые по табл. 4.5.

Таблица 4.5

Коэффициенты k_1, k_2

Ориентация светового проема	Географическая широта, град. с. ш.							
	40	44	48	52	56	60	64	68
k_1								
Ю	3,01	2,43	2,02	1,71	1,46	1,26	1,1	0,95
ЮВ, ЮЗ	1,02	0,96	0,9	0,84	0,9	0,7	0,66	0,62
В, З	0,74	0,72	0,68	0,62	0,57	0,53	0,5	0,48
СВ, СЗ	0,58	0,56	0,54	0,53	0,51	0,49	0,47	0,45
С	0,84	0,83	0,82	0,8	0,78	0,76	0,73	0,7
k_2								
Ю	0	0	0	0	0	0	0	0
ЮВ, ЮЗ	0,96	0,94	0,92	0,9	0,88	0,86	0,84	0,83
В, З	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
СВ, СЗ	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,74	0,74	0,74
С	3,3	3,15	3	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5

Если расчетное значение $K_{инс}$ отрицательное, это означает, что окно полностью затенено от прямых солнечных лучей и в расчете теплоступлений от солнечной радиации следует принять

$$K_{инс} = 0;$$

$K_{обл}$ – коэффициент облучения поверхности светопроема

рассеянной радиацией; для светопроемов, не затененных козырьками и ребрами $K_{обл}=0,85$, при наличии козырьков $K_{обл}=K_{обл.г}$, при наличии ребер $K_{обл}=K_{обл.в}$.

Если применяются и козырьки, и ребра, то

$$K_{обл} = K_{обл.г} + K_{обл.в}, \quad (4.5)$$

– для козырьков: при отношении вылета козырька к расстоянию от козырька до низа окна 0,5 – $K_{обл.г}=0,6$; при отношении вылета козырька к расстоянию от козырька до низа окна 1,0 – $K_{обл.г}=0,3$.

– для ребер: при отношении вылета ребра к ширине окна 0,5 – $K_{обл.в}=0,8$; при отношении вылета ребра к ширине окна 1,0 – $K_{обл.в}=0,6$.

Теплопоступления через заполнения светопроемов за счет теплопередачи в результате разности температур и нагрева стеккол солнцем определяют по формуле

$$Q_{т.п} = \left[t_n + \frac{(q_p \cdot K_{инс} + q_r \cdot K_{обл}) \cdot P}{\alpha_n} - t_b \right] A_{ок} \cdot k_{ок}, \quad (4.6)$$

где P – коэффициент поглощения солнечной радиации заполнением светопроема: для обычного стекла 0,06, для теплоотражающего 0,04, для теплопоглощающего 0,2;

α_n – коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью ограждения, Вт/м², определяется по формуле:

$$\alpha_n = 1,16 (5 + 10\sqrt{v}), \quad (4.7)$$

где v – расчетная скорость ветра, м/с, для теплого периода года [1].

Теплопоступления через чердачное перекрытие

Теплопоступления через покрытие не учитывают, если в помещении имеется подшивной потолок с вентилируемым пространством. Если имеется подшивной потолок или воздушная прослойка, но воздушное пространство не вентилируется, то теплопоступления учитывают с коэффициентом 0,6.

Расчет тепlopоступлений ведется по среднесуточным значениям теплового потока на покрытие:

$$Q_{p.п} = (t_{н.у} - t_{в}) A_{п} / R_{п}, \quad (4.8)$$

где $t_{н.у}$ – условная наружная температура воздуха над покрытием, °С;

$A_{п}$ – площадь покрытия, м²;

$R_{п}$ – сопротивление теплопередачи покрытия, (м² °С)/Вт.

Условная наружная температура воздуха над покрытием определяется по формуле

$$t_{н.у} = t_{н} + q_{ср} \cdot \rho_{п} / \alpha_{н}, \quad (4.9)$$

где $q_{ср}$ – среднесуточный тепловой поток солнечной радиации на горизонтальную поверхность, принимаемый по таблице 4.6, Вт/м²;

$\rho_{п}$ – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью покрытия, принимается по таблице 4.7.

Таблица 4.6

Среднесуточный тепловой поток солнечной радиации на горизонтальную поверхность

Географическая широта, град. с. ш.	40	44	48	52	56	60	64	68
$q_{ср}$	333	331	328	329	327	319	319	332

Таблица 4.7

Коэффициент поглощения солнечной радиации различными материалами наружной поверхности покрытия

Материал наружной поверхности	Коэффициент поглощения
Алюминий листовой	0,5
Асфальтобетон	0,9
Светлый гравий	0,65
Рубероид с песчаной посыпкой	0,9
Сталь листовая, окрашенная охрой	0,8
Сталь листовая, окрашенная	0,6
Сталь листовая оцинкованная	0,65
Черепица	0,7
Шифер	0,65

4.3. Тепlopоступления от инфильтрации

В кондиционируемых помещениях во избежание инфильтрации наружного воздуха в теплый период года и перетекания в них воздуха из смежных некондиционируемых помещений целесообразно поддерживать более высокое полное давление (подпор воздуха).

Если по требованиям нормативных документов или на основании эксплуатационных соображений указанная выше рекомендация не может быть выполнена, то для кондиционируемых помещений следует учитывать поступление теплоты от инфильтрующегося воздуха $Q_{инф}$, Вт, через неплотности в световых проемах, балконных дверях, наружных дверях, ведущих непосредственно в кондиционируемое помещение, а также в дверях в смежных некондиционируемых помещениях в теплый период года:

$$Q_{инф} = 0,28 \cdot G_{ок} \cdot c (t_{н} - t_{в}), \quad (4.10)$$

где $G_{ок}$ – расход воздуха, кг/(ч·м²), проникающего через окна или балконные двери.

В помещениях со сбалансированной вентиляцией в расчет принимается только расход воздуха, инфильтрующегося через неплотности в наружных ограждениях, определяемый по формуле

$$G_{ок} = A_{ок} / R_{и}, \quad (4.11)$$

где $A_{ок}$ – площадь окна или балконной двери, м²;

$R_{и}$ – сопротивление воздухопроницанию окна или балконной двери, м²·ч/кг, при разности давлений по обе стороны конструкции 10 Па, определяется по сертификату на применяемые окна;

c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С).

В помещениях, в которых вытяжка превалирует над притоком, расход инфильтрующегося воздуха в теплый период года принимается равным разности расходов вытяжки и притока и делится между отдельными как наружными, так и внутренними ограждениями в пропорции, обратной сопротивлениям воздухопроницанию этих ограждений (в холодный период года поступления холодного инфильтрационного воздуха учитываются в тепlopотерях здания).

4.4. Теплопоступления от людей

Теплопоступления от людей определяются теплопродукцией, зависящей от тяжести выполняемой работы, температурой и влажностью окружающего воздуха, его подвижностью, теплоизолирующими свойствами одежды и ее паропроницаемостью, особенностями терморегуляции самого человека. Теплопродукция человека и его способность к терморегуляции зависят от пола и возраста.

В табл. 4.8 приведены данные о тепловыделениях взрослого мужчины в легкой одежде при различных температурах воздуха в помещении и различных видах деятельности. Теплопоступления от людей в верхней одежде следует вводить в расчет с коэффициентом 0,75.

Теплопоступления от людей определяются, Вт,

$$Q_{я,л} = n \cdot q_{я} \cdot k_{л}, \quad (4.12)$$

$$Q_{п,л} = n \cdot q_{п} \cdot k_{л}, \quad (4.13)$$

где n – количество людей;

$q_{я}, q_{п}$ – количество явного и полного тепла соответственно, выделяемого одним взрослым человеком, принимаемое по таблице 4.8, Вт;

$k_{л}$ – коэффициент, учитывающий пол и возраст находящихся в помещении людей ($k_{л}=1$ – для мужчин, $k_{л}=0,85$ – для женщин, $k_{л}=0,75$ – для детей до 12 лет).

Таблица 4.8

Количество тепла, выделяемого одним взрослым человеком

Тепловыделения	Температура окружающего воздуха в °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
явные	143	116	87	58	41	12
скрытые	23	29	29	35	52	81
полные	163	145	116	93	93	93
При легкой работе (категория I)						
явные	151	122	99	64	41	6
скрытые	29	35	52	81	105	140
полные	180	157	151	145	146	46

4.5. Теплопоступления от источников искусственного освещения

Теплопоступления от источников искусственного освещения $Q_{осв}$, Вт, могут быть определены по величине нормируемой освещенности помещения и площади пола:

$$Q_{осв} = E \cdot A \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}, \quad (4.14)$$

где E – нормативная освещенность, Лк, принимаемая по табл. 4.9;

A – площадь пола помещения, м²;

$q_{осв}$ – удельные тепловыделения от ламп, Вт/(Лк·м²), принимаемые по табл. 4.10;

$\eta_{осв}$ – доля тепловой энергии, попадающей в помещение, определяется по табл. 4.11.

Для помещений, имеющих естественное освещение, теплопоступления от источников искусственного освещения учитывают только в холодный период года. Для кинотеатров теплопоступления от искусственного освещения учитывать не следует, так как в них освещение используется только в перерывах между сеансами и уровень освещенности значительно ниже.

Таблица 4.9

Нормируемая освещенность помещений

№	Помещение	E , Лк
1	Проектные залы, конструкторские бюро	500
2	Читальные залы, аудитории	300
3	Залы заседаний, спортивные, актовые, зрительные залы клубов, обеденные залы, буфеты	200
4	Зрительные залы кинотеатров	75
5	Торговые залы магазинов	300

Таблица 4.10

Удельные тепловыделения от светильников

Тип светильника	$q_{осв}$, Вт/(Лк·м ²) для помещений площадью, м ²					
	менее 50		50 – 200		более 200	
	При высоте помещения, м					
	≤4,0	>4,0	≤4,0	>4,0	≤4,0	>4,0
Люминесцентные лампы	0,08	0,20	0,06	0,074	0,056	0,067
Лампы накаливания	0,21	0,28	0,16	0,2	0,154	0,187

Таблица 4.11

Доля тепловой энергии, попадающей в помещение

Тип источника освещения	Способ установки светильника		
	у потолка	> 0,5 м от потолка	за подшивным потолком
Лампы накаливания	1	0,9	0,85
Люминесцентные лампы	1	0,7	0,6

4.6. Теплопоступления от остывающей пищи

Поступления явной теплоты от остывающей пищи, Вт, в торговых залах столовых, кафе и ресторанов определяются по формуле

$$Q_{\text{пищ.я}} = 3,6 \cdot g \cdot c_{\text{ср}} (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) n / \tau, \quad (4.15)$$

где g – средняя масса всех блюд, приходящихся на одного посетителя, в расчетах принимается $g=0,85$ кг;

$c_{\text{ср}}$ – средняя теплоемкость пищи, в расчетах принимается $c_{\text{ср}}=3,35$ кДж/(кг·°С);

$t_{\text{п}}$ – температура пищи, поступающей в обеденный зал, как правило, принимается $t_{\text{п}}=70$ °С;

$t_{\text{к}}$ – температура пищи в момент потребления, обычно $t_{\text{к}}=40$ °С;

n – число посадочных мест в обеденном зале;

τ – продолжительность принятия пищи одним посетителем: для ресторанов $\tau=1$ ч, для столовых и кафе без самообслуживания 0,5–0,75 ч, для столовых с самообслуживанием 0,3 ч.

Так как условно считается, что поступления скрытой теплоты равны поступлениям явной, то полные теплоизбытки от остывающей пищи $Q_{\text{пищ.п}}$, Вт, равны

$$Q_{\text{пищ.п}} = 2 \cdot Q_{\text{пищ.я}}. \quad (4.16)$$

5. ПОСТУПЛЕНИЕ ВРЕДНОСТЕЙ В ПОМЕЩЕНИЯ

5.1. Поступление влаги от людей

Влага от людей поступает в помещения в результате испарения с кожи и с выдыхаемым воздухом. Влагодоступления в

помещение зависят от категории работ и от температуры окружающего воздуха. Поступление влаги от людей, г/ч,

$$M_{\text{л}} = n \cdot m \cdot k_{\text{л}}, \quad (5.1)$$

где m – количество влаги, выделяемой одним взрослым человеком (мужчиной), г/ч, принимается в зависимости от температуры внутреннего воздуха и категории работ по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Влагодоступления от взрослых людей, г/ч

Температура окружающего воздуха в °С					
10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя					
30	40	45	50	75	120
При легкой работе (категория I)					
40	55	75	110	140	180

5.2. Выделение влаги от остывающей пищи

Количество испаряющейся влаги $M_{\text{пищ}}$, кг/ч, от остывающей пищи в торговых залах столовых, кафе и ресторанов определяется по величине скрытых теплоизбытков, условно принимаемых равными явным, по формуле

$$M_{\text{пищ}} = \frac{K \cdot g \cdot c_{\text{ср}} (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) n}{\tau \cdot 2500}, \quad (5.2)$$

где K – понижающий коэффициент, учитывающий наличие на пище жировой пленки, которая затрудняет испарение влаги. Коэффициент K учитывает также неравномерность потребления пищи, обычно $K=0,34$;

g , $c_{\text{ср}}$, $t_{\text{п}}$, $t_{\text{к}}$, n , τ – то же, что и в формуле 4.15.

5.3. Поступление углекислого газа от людей

Основным вредным веществом в помещениях общественных зданий является углекислый газ, выделяющийся при дыхании людей. Количество углекислого газа

$$Z = n \cdot m_{\text{CO}_2}, \quad (5.3)$$

где m_{CO_2} – количество углекислого газа, выделяемое одним человеком, г/ч, принимается в зависимости от категории работ. В состоянии покоя один человек выделяет 40 г/ч углекислого газа, при легкой работе – 45 г/ч.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА (СКВ)

6.1. Составление теплового и влажностного баланса помещений

Баланс расчетного помещения составляется для определения избытков тепла, влаги и углекислого газа, которые должна компенсировать система кондиционирования воздуха. Баланс составляется для двух периодов года. Если в помещении выделяется влага, что обычно и бывает в общественных зданиях, то избытки теплоты в помещении подсчитываются раздельно для явного и для полного тепла.

Количество полного и явного тепла, поступающего в помещение в теплый период года, Вт, определится из уравнений, записанных в общем виде:

$$\Sigma Q_{\text{п}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{р.о}} + Q_{\text{р.п}} + Q_{\text{инф}} + Q_{\text{п.л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{пищ.п}} \quad (6.1)$$

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{р.о}} + Q_{\text{р.п}} + Q_{\text{инф}} + Q_{\text{я.л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{пищ.я}} \quad (6.2)$$

Количество полного и явного тепла, поступающего в помещение в холодный период года, Вт, определится из уравнений

$$\Sigma Q_{\text{п}} = Q_{\text{п.л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{пищ.п}} \quad (6.3)$$

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{я.л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{пищ.я}} \quad (6.4)$$

Количество влаги, кг/ч, поступающей в помещение в теплый и холодный периоды года, определится по формуле

$$M = M_{\text{л}} + M_{\text{пищ.}} \quad (6.5)$$

Составляющие теплового баланса помещения заносятся в табл. 6.1. Теплотери помещения в холодный период года компенсируются системой отопления, поэтому система кондиционирования воздуха предназначена только для разбавления избыточной теплоты.

Таблица 6.1

Тепловой баланс помещения

Период года	Теплопоступления в помещение, Вт								Теплоизбытки в помещении, Вт		Влаговыделение M, г/ч	Выделение CO ₂ Z, г/ч
	Q _{огр}	Q _{инф}	Q _{я.л}	Q _{п.л}	Q _{осв}	Q _{р.о}	Q _{р.п}	Q _{пищ.я} Q _{пищ.п}	Q _{изб}	ΣQ _п		
ХП												
ТП												

6.2. Определение параметров приточного воздуха

Температуру приточного воздуха $t_{\text{п}}$ можно определить по формуле

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{доп}}, \quad (6.6)$$

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

Для расчета воздухообмена принимают при подаче воздуха:

- непосредственно в рабочую зону
 $\Delta t_{\text{доп}} = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- на высоте 2,5 м и выше
 $\Delta t_{\text{доп}} = (4-6) \text{ } ^\circ\text{C}$;
- на высоте более 4 м от пола
 $\Delta t_{\text{доп}} = (6-8) \text{ } ^\circ\text{C}$;
- воздухораспределителями (плафонами)
 $\Delta t_{\text{доп}} = (8-15) \text{ } ^\circ\text{C}$.

6.3. Определение параметров удаляемого воздуха

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

$$t_y = t_b + (H-h) \text{ grad } t, \quad (6.7)$$

где H – высота помещения, м;

h – высота рабочей зоны помещения, м. Высота рабочей зоны $h=2$ м, если работы выполняются стоя; $h=1,5$ м, если работы выполняются сидя.

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

Градиент температуры по высоте помещения определяют в зависимости от удельных избытков явного тепла в помещении по табл. 6.2.

Таблица 6.2

Зависимость градиента температуры по высоте помещения от удельных выделений явной теплоты

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

Удельные выделения явной теплоты определяют по уравнению

$$q_{я} = \frac{Q_{изб}}{V_{п}}, \quad (6.8)$$

где $V_{п}$ – объем помещения по внутреннему обмеру, м³.

6.4. Требуемые воздухообмены по всем вредностям

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

а) по условию удаления полной теплоты, м³/ч,

$$L_{пр} = \frac{3,6 \cdot \Sigma Q_{п}}{\rho_{п} (I_y - I_{п})}; \quad (6.9)$$

б) по условию удаления явной теплоты, м³/ч,

$$L_{пр} = \frac{3,6 \cdot Q_{изб}}{c \cdot \rho_{п} (t_y - t_{п})}; \quad (6.10)$$

в) по условию удаления избыточной влаги, м³/ч,

$$L_{пр} = \frac{M}{\rho_{п} (d_y - d_{п})}; \quad (6.11)$$

г) по условию удаления вредностей (углекислого газа), м³/ч,

$$L_{пр} = \frac{Z}{z_y - z_{п}}; \quad (6.12)$$

д) по санитарной норме, м³/ч,

$$L_{пр} = n \cdot L_{н}, \quad (6.13)$$

где I_y, t_y, d_y и $I_{п}, t_{п}, d_{п}$ – энтальпии, температуры и влагосодержания удаляемого и приточного воздуха соответственно;

$\rho_{п}$ – плотность приточного воздуха, кг/м³;

Z – интенсивность выделяющегося газа в помещении, г/ч;

z_y – концентрация газа в удаляемом воздухе, г/м³. Допустимые концентрации CO₂, г/м³, в помещениях: с постоянным пребыванием детей, больных – 1,28; с периодическим пребыванием людей (учреждения) – 2,30; с кратковременным пребыванием людей (залы заседаний, зрительные залы и т. п.) – 3,7;

$z_{п}$ – концентрация газа в приточном воздухе, г/м³. Содержание CO₂ в наружном воздухе, г/м³: в сельской местности – 0,6; в поселках и небольших городах – 0,73; в крупных городах – 0,91;

$L_{н}$ – нормативное количество наружного воздуха, приходящееся на 1 человека, м³/ч, определяемое по прил. 1.

Из рассчитанных воздухообменов по формулам (6.9)–(6.13) приведенной методики, для каждого периода выбирается больший, это и будет расход приточного воздуха, подаваемого в помещение кондиционером. По двум периодам определяется боль-

ший воздухообмен, по которому принимается тип кондиционера.

Для поддержания избыточного давления в кондиционируемых помещениях с повышенными требованиями к воздушной среде приток воздуха должен превышать его вытяжку. Кратность превышения $\kappa_{\text{под}}$, ч^{-1} , выбирается: для помещений с окнами, выходящими на одну сторону, равной 1; то же, на две стороны, равной 1,5; то же, на три и четыре стороны, равной 2; для вестибюля равной 2–3; для помещения без окон и наружных дверей равной 0,5–0,75.

Производительность вытяжной системы в $\text{м}^3/\text{ч}$ будет определяться по формуле

$$L_{\text{выг}} = L_{\text{пр}} - \kappa_{\text{под}} \cdot V_{\text{п}} \quad (6.14)$$

Производительность вытяжной системы в $\text{кг}/\text{ч}$ определяется по плотности удаляемого воздуха

$$G_{\text{выг}} = L_{\text{выг}} \cdot \rho_{\text{у}} \quad (6.15)$$

Кратность воздухообмена, ч^{-1} , определяется по соотношению

$$k = \frac{L}{V_{\text{п}}} \quad (6.16)$$

Результаты расчетов вносятся в таблицу 6.3.

Таблица 6.3

Расчет производительности СКВ

Период года	Объем помещения $V_{\text{п}}, \text{м}^3$	Расход воздуха $L, \text{м}^3/\text{ч}$					Вытяжная система			Приточная система		
		по теплоизбыткам		по влаготыбткам	по CO_2	по санитарным нормам	$L_{\text{выг}}, \text{м}^3/\text{ч}$	$G_{\text{выг}}, \text{кг}/\text{ч}$	$k_{\text{выг}}, \text{ч}^{-1}$	$L_{\text{пр}}, \text{м}^3/\text{ч}$	$G_{\text{пр}}, \text{кг}/\text{ч}$	$k_{\text{пр}}, \text{ч}^{-1}$
		явной теплоты	полной теплоты									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ХП												
ТП												

Примечание: по расходам воздуха из граф 3, 4, 5, 6, 7 выбирается большее значение и записывается в графу 11 (производительность приточной системы $L_{\text{пр}}$).

7. ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССОВ СКВ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Выбор схемы обработки воздуха осуществляется студентом самостоятельно и описывается в разделе пояснительной записки.

7.1. Построение луча процесса

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

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q_{\text{п}}}{M} \quad (7.1)$$

где $\Sigma Q_{\text{п}}$ – поток полной теплоты, $\text{кДж}/\text{ч}$;

M – расход влаги, $\text{кг}/\text{ч}$;

Линии процесса наносятся на $I-d$ -диаграмму несколькими способами [1]. Ниже рассмотрен способ с использованием углового масштаба на $I-d$ -диаграмме.

7.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода

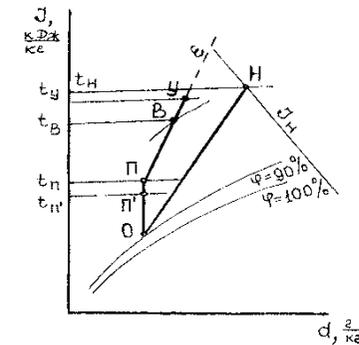


Рис. 7.1. Прямоточная схема СКВ для теплого периода

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

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

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

в) определение положения других точек:

– т. П (то есть состояния приточного воздуха), которая лежит на пересечении изотермы $t_{\text{п}}$ с лучом процесса;

– т. П' (то есть состояния приточного воздуха на выходе из второго воздухонагревателя ВН2), для чего от т. П вертикально вниз откладывают отрезок в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;

– т. О (то есть состояния воздуха на выходе из оросительной камеры), для чего от т. П вниз по линии $d=\text{const}$ проводят линию до пересечения с $\varphi=90\%$;

– т. У (то есть состояния воздуха, уходящего из помещения), лежащей на пересечении изотермы t_y с лучом процесса; если $t_y = t_{\text{в}}$, то т. У соответствует положению т. В и при построении ее не указывают на $I-d$ -диаграмме.

Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (см. рис. 7.1).

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

Расход теплоты во втором воздухонагревателе определяют по уравнению

$$Q_{\text{вн2}} = G_{\text{пр}}(I_{\text{п}} - I_0). \quad (7.2)$$

Расход холода в ОКФ определяют по формуле

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{пр}}(I_y - I_0). \quad (7.3)$$

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

$$W_{\text{к}} = G_{\text{пр}}(d_{\text{н}} - d_0) 10^{-3}. \quad (7.4)$$

7.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода

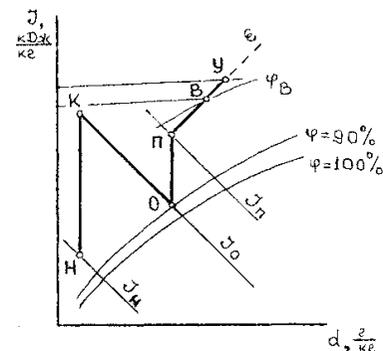


Рис. 7.2. Прямоточная схема СКВ для холодного периода

Предлагается следующий порядок построения на $I-d$ -диаграмме:

а) нахождение на $I-d$ -диаграмме положения базовых точек В и Н;

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

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

– т. У, расположенной на пересечении изотермы t_y с лучом процесса;

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

$$I_{\text{п}} = I_y - \frac{\Sigma Q_{\text{п}}^{\text{хп}}}{0,278 \cdot G_{\text{пр}}}, \quad (7.5)$$

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

$\Sigma Q_{\text{п}}^{\text{хп}}$ – суммарные полные теплоизбытки в помещении в холодный период года, Вт;

$G_{\text{пр}}$ – производительность СКВ в теплый период года, кг/ч;

– т. О, расположенной на пересечении линии $d_{\text{п}}$ с линией $\varphi=90\%$;

– т. К, расположенной на пересечении линии $d_{\text{н}}$ с изоэнтальпой I_0 .

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

Расход теплоты в первом воздухонагревателе определяют по уравнению

$$Q_{вн1} = G_{пр}(I_o - I_n). \quad (7.6)$$

Расход теплоты во втором воздухонагревателе определяют по формуле

$$Q_{вн2} = G_{пр}(I_n - I_o). \quad (7.7)$$

Количество воды, испарившейся при адиабатическом увлажнении воздуха в ОКФ,

$$W_{исп} = G_{пр}(d_o - d_k) \cdot 10^{-3}. \quad (7.8)$$

7.4. Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода

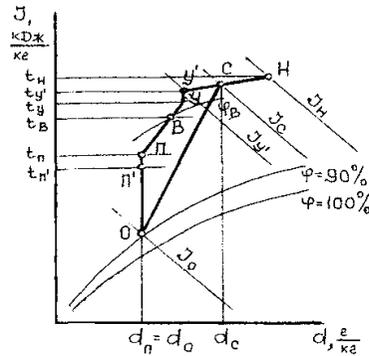


Рис. 7.3. Схема СКВ для теплого периода с первой рециркуляцией

Предлагается следующий порядок построения на $I-d$ -диаграмме:
 – определение положения т. Н, В, П, П', О, У;
 – определение положения т. У' (то есть состояния рециркуляционного воздуха перед его смешиванием с наружным воздухом), для чего от т. У по линии $d = \text{const}$ откладывают вверх отрезок в $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$;

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

Отрезок У'Н характеризует процесс смешивания рециркуляционного и наружного воздуха. Точка С находится на прямой У'Н (на пересечении с I_c).

Удельную энтальпию I_c , кДж/кг, точки С вычисляют по уравнению

$$I_c = \frac{G_n \cdot I_n + G_{1р} \cdot I_{y'}}{G_{пр}}, \quad (7.9)$$

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

$$G_{1р} = G_{пр} - G_n. \quad (7.10)$$

Точки С и О соединяют прямой. Получившийся отрезок СО характеризует политропический процесс тепловлажностной обработки воздуха в оросительной камере.

Расход теплоты в воздухонагревателе определяют по уравнению (7.2), расход холода в ОКФ определяют по уравнению

$$Q_{хол} = G_{пр}(I_c - I_o). \quad (7.11)$$

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

$$W_k = G_{пр}(d_c - d_o) \cdot 10^{-3}. \quad (7.12)$$

7.5. Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода

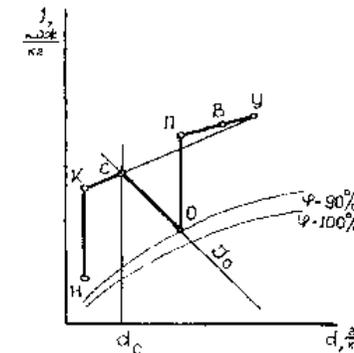


Рис. 7.4. Схема СКВ для холодного периода с первой рециркуляцией

Предлагается следующий порядок построения процессов на $I-d$ -диаграмме:

– определение положения т. И, В, У, П, О;

– определение положения т. С (то есть состояния воздуха после смешивания наружного воздуха, прошедшего нагрев в первом воздухонагревателе ВН1, с уходящим из помещения воздухом), расположенной на пересечении изоэнтальпы I_o с линией d_c ; численное значение d_c вычисляются из уравнения

$$d_c = \frac{G_n \cdot d_n + G_{np} \cdot d_y}{G_{np}}; \quad (7.13)$$

– определение положения т. К, находящейся на пересечении линии d_n с продолжением прямой УС.

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

8. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Центральные кондиционеры – это неавтономные кондиционеры, снабжаемые холодом и теплом извне. Центральные кондиционеры можно разделить на 4 класса: приточные; с переменным расходом воздуха; с рециркуляцией воздуха; с рекуперацией тепла (холода).

Основными параметрами центральных кондиционеров являются: расход воздуха; давление, создаваемое вентилятором; тепло- и холодопроизводительность; степень фильтрации воздуха; эффективность утилизации тепла (при наличии теплоутилизатора); потребляемая электрическая мощность; уровень звукового давления; удельные массогабаритные характеристики.

Центральные кондиционеры располагаются вблизи обслуживаемых помещений: на крыше (наружное исполнение агрегата), на технических этажах, в подвалах. Подвод и отвод воздуха в кондиционер и по помещениям производится воздухопроводами.

Центральные кондиционеры состоят из секций, каждая из которых выполняет определенные функции: смешение потоков воздуха; фильтрацию; нагрев; охлаждение или осушку; увлажнение. Для уменьшения уровня распространяющегося по системе воздухопроводов шума в центральные кондиционеры встраиваются шумоглушители.

Кондиционеры строятся на базе унифицированных типовых секций (модулей), которые можно комплектовать в различных комбинациях в зависимости от требований технического задания (прил. 3).

Приточные центральные кондиционеры состоят из приточной и вытяжной частей. Приточная часть включает в себя воздушные заслонки, приточный фильтр, секцию нагрева, охлаждения, вентиляторную секцию, шумоглушитель. Вытяжная часть состоит из вентилятора и воздушной заслонки.

Центральные кондиционеры, работающие с рециркуляцией воздуха, комплектуются смесительной камерой, позволяющей регулировать количество свежего и рециркуляционного воздуха, подаваемого в помещение. Рециркуляция воздуха позволяет сократить затраты на нагрев или охлаждение воздуха на 30–40 %.

Схемы с рекуперативными теплообменниками дают большую экономию, чем рециркуляция, при сохранении заданной пропорции свежего воздуха в притоке. Применяются схемы с перекрестными пластинчатыми теплообменниками или с вращающимися теплообменниками.

Для крупных общественных помещений обычно принимают следующие принципиальные решения:

а) система кондиционирования воздуха конструируется с механическим побуждением движения воздуха и работает все три периода года с постоянной производительностью по воздуху, то

есть $L_{пр} = \text{const}$. Расход воздуха, как правило, определяется по максимальному расчетному воздухообмену для теплого периода года.

Постоянный расход воздуха позволяет обеспечить один и тот же режим распределения воздуха в помещении зала во все периоды и упрощает автоматизацию системы;

б) в теплый период система работает только на наружном воздухе по прямоточной схеме;

в) в холодный и переходный периоды система работает с частичной рециркуляцией воздуха для снижения затрат теплоты на нагрев воздуха в калорифере. Расход наружного воздуха принимается равным воздухообмену по углекислоте или по санитарной норме, т. е. $L_{пр} = L_{1р} + L_{н}$;

г) удаление воздуха чаще всего осуществляется естественным путем через шахты или каналы. Забор воздуха из помещения зала на рециркуляцию осуществляется приточным вентилятором (одновентиляторная схема);

д) решетки для забора воздуха на рециркуляцию располагаются в верхней зоне, решетки для естественной вытяжки всегда располагаются в верхней зоне на потолке или внутренних стенах;

е) подача воздуха осуществляется по схеме «сверху–вниз и вверх» – компактными струями из обычных решеток или веерными струями из веерных решеток в боковой стене помещения;

– компактными струями, настилающимися на потолок, из обычных решеток или плоскими струями, настилающимися на потолок, из щелевых воздухораспределителей. Решетки или щелевой воздухораспределитель располагаются на вертикальной задней стене помещения под потолком;

– веерными настилающимися струями из потолочных плафонов. Наличие подшивного потолка обязательно.

9. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Расчет распределения воздуха в помещении включает следующие этапы: выбор схемы подачи воздуха; выбор типа возду-

хораспределителя; выбор количества и расположения воздухо-распределителей; определение размера воздухораспределителя; проверка фактического перепада температур в рабочей зоне.

9.1. Выбор схемы подачи воздуха и типа воздухораспределителя

Для помещений общественных зданий высотой более 5–6 м (залы, аудитории) рекомендуется подача воздуха наклонными вниз компактными или плоскими струями, направленными в сторону экрана или спортивной площадки через воздухораспределители типа РР, РВ, РРНП* и ВПФ*, располагаемые выше обслуживаемой зоны. Воздухораспределители допускается устанавливать в боковых стенах.

Допускается подавать воздух компактными вертикальными струями через воздухораспределители типа РРНП* и ВПФ*.

В помещения высотой менее 5–6 м или в отдельные зоны, имеющие подшивной потолок (торговые залы, балконы зрительных залов, трибуны спортивных залов), рекомендуется подавать воздух настилающимися веерными струями через воздухораспределители типа ВДШп и ПРМ.

При наличии на потолке выступающих конструкций (балки, ригели, ребра), а также светильников с большими тепловыделениями рекомендуется подавать воздух коническими и неполными веерными струями на высоте 3–6 м через воздухораспределители типа ПРМ, ВК*, РВ и РРНП*.

9.2. Расчет воздухораспределителей

1. Число воздухораспределителей, размещаемых в помещении:

$$N = A_{п}/A_{з}, \quad (9.1)$$

где: $A_{п}$, $A_{з}$ – площадь помещения и площадь зоны, обслуживаемая одним воздухораспределителем, м².

2. Расчетная площадь живого сечения воздухоораспределителя, A_0 , m^2 , определяется по формуле:

$$A_0 = [m \cdot L_1 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 / (v_x \cdot x)]^2, \quad (9.2)$$

где m – скоростной коэффициент воздухоораспределителя, принимаемый по прил. 4;

$L_1 = 0,000278 L_0$ – расход воздуха, m^3/c , через каждый воздухоораспределитель;

расход воздуха, $m^3/ч$, для ассимиляции избытков теплоты при кондиционировании воздуха следует определять при удалении всего воздуха из верхней зоны по формуле

$$L_0 = \frac{3,6 \cdot \Sigma Q_n}{c(t_y - t_n)N}; \quad (9.3)$$

K_1, K_2, K_3 – соответственно коэффициенты неизотермичности, взаимодействия и стеснения струи:

– для осесимметричных и конических струй из плафонов:

$$K_1 = \left[1 + 2,5 \frac{n}{m^2} Ar_0 (H_p - h)^2 / A_0 \right]^{0,33}; \quad (9.4)$$

– для веерных струй из плафонов и компактных и неполных веерных струй из решеток

$$K_1=1;$$

$K_2=1$ – для струй всех типов;

$K_3=0,9$ – для осесимметричных струй из плафонов; $K_3=0,8$ – для конических струй из плафонов и компактных или неполных веерных из решеток;

n – температурный коэффициент воздухоораспределителя, принимаемый по прил. 4;

H_p, h – высота установки воздухоораспределителя над полом и высота рабочей зоны, м;

Ar_0 – критерий Архимеда, определяемый по формуле (9.7);

v_x – скорость воздуха, м/с на оси струи в месте ее поступления в рабочую зону, связанная с нормируемой величиной v_{pz} , м/с, зависимостью $v_x = K \cdot v_{pz}$, где K – коэффициент, принимаемый

в соответствии с табл. 9.1; в начале расчета величину коэффициента K принимают равной 1, затем уточняют;

x – длина струи, определяемая по прил. 5.

Типоразмер воздухоораспределителя A_0 должен находиться в пределах рекомендуемых значений расхода воздуха, указанных в прил. 4.

Таблица 9.1

Коэффициенты к переходу от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости воздуха в струе

Метеорологические условия	Размещение людей	Коэффициенты K для категорий работ	
		легкой	средней тяжести, тяжелой
Оптимальные	В зоне прямого воздействия приточной струи воздуха в пределах участка: а) начального б) основного	1	1
		1,2	1,2
	Вне зоны прямого воздействия приточной струи или в зоне обратного потока воздуха	1,2	1,2

3. Максимальную рабочую разность температур приточного воздуха Δt_{\max} , $^{\circ}C$, при которой отклонение температур по площади рабочей зоны не превысит допустимой величины $\Delta t_{\text{от}} = t_{pz}^{\max} - t_{pz}^{\min} = 2^{\circ}C$ следует определять, принимая предварительно $K_1=1$, по формуле

$$\Delta t_{\max} = (0,25 \cdot \Delta t_{\text{от}} \cdot K_1 \cdot K_3 \cdot x) / (K_{\text{ва}} n K_2 A_0^{0,5}), \quad (9.5)$$

где $K_{\text{ва}}$ – коэффициент вариации распределения температуры по площади рабочей зоны, равный 0,8 при подаче воздуха через плафоны компактными осесимметричными и коническими струями и 1,5 – при подаче воздуха через плафоны веерными струями или через решетки.

4. Расход воздуха $L_{0,1}$, м³/ч, через каждый воздухоораспределитель, при $\Delta t_{\max} < \Delta t_{\text{доп}}$ подлежит уточнению по формуле

$$L_{0,1} = \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\text{доп}}} \left[L_0 - \frac{L_{\text{рз}}}{K_t} (1 - 1/K_t) \right] + \frac{L_{\text{рз}}}{N} (1 - 1/K_t), \quad (9.6)$$

где K_t – коэффициент воздухообмена, принимаемый по табл. 9.2;

$L_{\text{рз}}$ – расход воздуха, удаляемого из рабочей зоны помещений системами местных отсосов, общеобменной вентиляции и на технологические нужды, м³/ч.

Если $L_{0,1} > L_0$, то расход воздуха через воздухоораспределитель принимают равным $L_{0,1}$ и снова по п. 2 определяют A_0 и повторяют расчет.

Таблица 9.2

Значения коэффициентов воздухообмена K_t и K_q

Подача воздуха	Воздухообмен, ч ⁻¹						
	3–5		5–10		10 и более		
	K_t	K_q	K_t	K_q	K_t	K_q	
Непосредственно в рабочую зону	1,3	1,85	1,2	1,4	1,05	1,15	
Наклонными струями в направлении рабочей зоны:							
	с высоты не более 4 м	1,15	1,4	1,1	1,2	1	1,1
	с высоты более 4 м	1	1,2	1	1,1	1	1,05
Сосредоточенно, выше рабочей зоны	0,95	1,1	1	0,95	1	1	
Сосредоточенно, выше рабочей зоны с использованием направляющих сопел	1	1	1	1	1	1	
Сверху вниз:							
	настилающимися струями	0,95	1,1	1	1,05	1	1
	коническими струями	1,05	1,1	1	1,05	1	1
плоскими струями	1,1	1,2	1,05	1,1	1	1	

5. Для соблюдения расчетной схемы развития струи расстояние X_0 , м, до места отрыва струи от потолка должно удовлетворять формулам (9.7) – (9.9):

– для веерной струи по схеме на

$$X_0 = 0,45 \cdot m \cdot A_0^{0,5} / (n \cdot Ar_0)^{0,5} \geq 0,4 \cdot A_3^{0,5}; \quad (9.7)$$

– для компактной или неполной веерной струи, выпускаемой через решетку:

$$X_0 = 0,55 \cdot m \cdot A_0^{0,5} / (n \cdot Ar_0)^{0,5} \geq 0,8 \cdot l; \quad (9.8)$$

– для конической струи должно выполняться условие:

$$Ar_0 = 11,1 \frac{A_0^{0,5}}{v^2} \frac{\Delta t_{\text{доп}}}{273 + t_B} \leq Ar_{0,\max}, \quad (9.9)$$

где $Ar_{0,\max}$ – определяется по рис. 9.1;

A_3 – площадь зоны, м², обслуживаемой одним воздухоораспределителем.

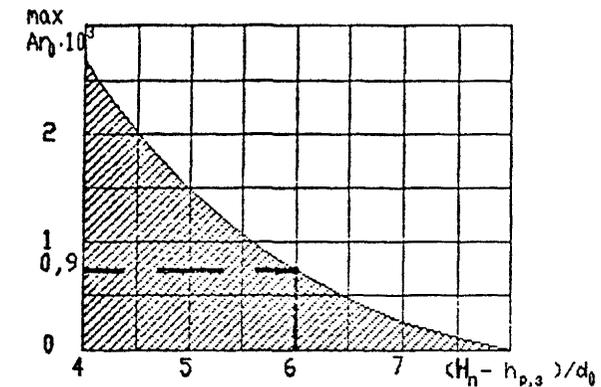


Рис. 9.1. Предельное значение критерия Архимеда Ar_0 , при котором сохраняется расчетная схема развития струи; $d_0 = 1,13 \cdot A_0^{0,5}$.

10. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Расчет состоит из двух этапов: расчета участков основного направления и увязки всех остальных участков системы. Расчет проводится в следующей последовательности.

1. *Определение нагрузки отдельных расчетных участков.* Систему разбивают на отдельные участки и определяют расход воздуха на каждом из них. Расходы определяют суммированием расходов на отдельных ответвлениях, начиная с периферийных участков. Значения расходов, длину каждого из участков наносят на аксонометрическую схему.

2. *Выбор основного направления.* Выявляют наиболее протяженную цепочку последовательно расположенных расчетных участков. Фиксируют оборудование и устройства, в которых происходят потери давления: жалюзийные решетки, калориферы, фильтры и пр.

3. *Нумерация участков основного расчетного пути.* Участки основного направления нумеруют, начиная с участка с меньшим расходом. Расход и длину каждого участка основного направления заносят в табл. 10.1 аэродинамического расчета.

Таблица 10.1

№ уч.	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	$l, \text{ м}$	$V, \text{ м}^3/\text{с}$	Размеры сечений воздухопроводов			$P_{\text{ис}}, \text{ Па}$	$R, \text{ Па/м}$	n	$R \cdot l \cdot n, \text{ Па}$	$\Sigma \xi$	$Z, \text{ Па}$	$R \cdot l \cdot n + Z, \text{ Па}$
				$a \times b, \text{ мм}$	$f_2, \text{ м}^2$	$d_3, \text{ мм}$							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

4. *Определение размеров сечения расчетных участков магистрали.* Площадь поперечного сечения расчетного участка $f_p, \text{ м}^2$, определяют по формуле

$$f_p = \frac{L_p}{v_p}, \quad (10.1)$$

где L_p – расчетный расход воздуха на участке, $\text{ м}^3/\text{с}$;

v_p – рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, м/с , исходя из экономичности и бесшумности (для общественных зданий до 8 м/с (табл. 10.2)).

По величине f_p подбирают стандартные размеры воздуховода или канала так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения была близка к расчетной $f_{\text{ф}} \approx f_p$.

Результатом расчета являются величины d или $a \times b$, соответствующие принятой площади поперечного сечения.

Таблица 10.2

Рекомендуемые скорости, м/с , движения воздуха в системах вентиляции

Участки и элементы вентиляционных систем	Естественная	Механическая
Жалюзи воздухозабора	0,5–0,1	2,0–4,0
Приточные шахты	1,0–2,0	2,0–6,0
Горизонтальные воздухопроводы и сборные каналы	1,0–1,5	5,0–9,0
Вертикальные каналы	1,0–1,5	2,0–5,0
Вытяжные решетки	0,5–1,0	1,0–2,0
Вытяжные шахты	1,5–2,0	3,0–6,0

5. *Определение фактической скорости.* Фактическую скорость определяют по формуле

$$v = \frac{L_p}{f_{\text{ф}}}. \quad (10.2)$$

6. *Определение потерь давления на трение.* По номограмме (прил. 3) определяют $R=f(v, d)$. Потери давления на трение на расчетном участке равны $R \cdot n \cdot l$.

7. *Определение потерь давления в местных сопротивлениях.* Для каждого вида местного сопротивления на участке по справочной литературе [5] определяют коэффициент местного сопротивления ξ (табл. 10.3). Коэффициент ξ относится к наибольшей скорости в суженном сечении участка или скорости в сечении участка с меньшим расходом (в тройнике). По $\Sigma \xi$ и динамическому давлению определяют потери давления в местных сопротивлениях на участке:

$$Z = \Sigma \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (10.3)$$

Таблица 10.3

Местные сопротивления

№ уч.	Наименование КМС	Кол-во	ξ	$\Sigma \xi$
1	2	3	4	5

8. *Определение потерь давления на расчетном (i-м) участке* производится по формуле

$$Z = \sum \xi \cdot P_n, \quad (10.4)$$

9. *Определение потерь давления в системе.* Общие потери давления в системе

$$\Delta P_n = \sum_{i=1}^N (R \cdot n \cdot l + Z) + \Sigma \Delta P_{об}, \quad (10.5)$$

где 1...N – номера участков основного направления;

$\Delta P_{об}$ – потери давления в оборудовании и других устройствах вентиляционной системы.

На этом кончается первый этап расчета системы; значение ΔP_n служит для подбора вентиляторов.

10. *Увязку всех остальных участков системы* проводят, начиная с самых протяженных ответвлений. При увязке каждого ответвления известны потери в нем, которые равны потерям от точки разветвления до конца главного пути:

$$(R \cdot n \cdot l + Z)_{отв} = (R \cdot n \cdot l + Z)_{парал.уч.}$$

Для расчета ответвлений применяется способ последовательного подбора. Размеры сечений ответвлений считаются подобранными, если относительная невязка потерь не превышает 15 %.

Для увязки отдельных ветвей устанавливают диафрагмы, назначение которых – погасить избыточный подпор.

11. РАСЧЕТ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ

11.1. Расчет камеры орошения

Целью расчета оросительной камеры является выбор типа камеры и определение режимных параметров (расхода и давления воды перед форсунками, температуры воды на выходе из камеры).

Порядок расчета двухрядных оросительных камер ОКФЗ по методике ВНИИКондиционер [6] приведен ниже. Сначала расчет камеры производят на теплый период, затем – на холодный период года:

1. Теплый период.

Тип оросительной камеры определяют с учетом рекомендаций, приведенных в таблице (прил. 6). Производительность камеры орошения по воздуху соответствует производительности кондиционера. Расчет режимных параметров ОКФЗ производят с учетом характеристик луча процесса камеры при поли-тропической обработке в теплый период.

Определяют коэффициент адиабатной эффективности процесса:

$$E_a = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{пр}}, \quad (11.1)$$

где I_1, I_2 – энтальпии воздуха на входе и выходе из камеры орошения соответственно, кДж/кг;

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

Вычисляют коэффициент орошения μ по формуле

$$\mu = \left[\frac{\left(\ln \frac{1}{1 - E_a} - 0,15 \right)}{A_1} \right]^{\frac{1}{\alpha_1}}, \quad (11.2)$$

где A_1, α_1 – коэффициенты, определяемые по табл. 11.1.

Таблица 11.1

Коэффициенты A_1, α_1, β_1

Производительность ОКФЗ, тыс. м ³ /ч	Исполнение	A_1	α_1	β_1
10; 20	2	0,503	1,91	0,387
20	1			
63...160; 250	2	0,611	1,96	0,387
10; 63...160; 250	1	0,655	2,02	0,387
31,5; 40; 200	2			
31,5; 40; 200	1	0,716	2,07	0,387

Определяют приведенный коэффициент энтальпийной эффективности процесса:

$$E_n = \frac{1 - \exp(\Phi \cdot \ln(1 - E_a))}{\Phi}. \quad (11.3)$$

Вспомогательный коэффициент Φ определяется по формуле

$$\Phi = \left(1 + \frac{0,725}{\mu}\right) \left(1 + \beta_1 (-\ln(1 - E_a))^{-0,858}\right), \quad (11.4)$$

где β_1 – коэффициент, принимаемый по табл. 11.1.

Определяют относительный перепад температур воздуха:

$$\theta = 0,33 \cdot c_w \cdot \mu \left(\frac{1}{E_n} - \frac{1}{E_a}\right). \quad (11.5)$$

Вычисляют начальную температуру воды в камере:

$$t_{w1} = t_{b,пр} + \frac{\theta(I_1 - I_2)}{c_w \cdot \mu}, \quad (11.6)$$

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

c_w – теплоемкость воды, принимаемая 4,19 кДж/кг °С.

Рассчитывают конечную температуру воды (на выходе из камеры):

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{(I_1 - I_2)}{c_w \cdot \mu}. \quad (11.7)$$

Определяют расход разбрызгиваемой воды:

$$G_w = \mu \cdot G_{пр}. \quad (11.8)$$

Вычисляют расход воды через форсунку (производительность форсунки):

$$g_\phi = \frac{G_w}{n_\phi}. \quad (11.9)$$

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

$$\Delta P_\phi = \left(\frac{g_\phi}{93,4}\right)^{1/0,49}. \quad (11.10)$$

Согласно [6], устойчивая работа форсунки соответствует $20\text{кПа} \leq P_\phi \leq 300\text{кПа}$. Если условие не выполняется, принимают другой вариант исполнения ОКФЗ (прил. 6) или другой режим ее работы.

Расход холодной воды от холодильной станции определяют по уравнению:

$$G_w = \frac{Q_{хол}}{c_w(t_{w2} - t_{w1})}. \quad (11.11)$$

2. Холодный период.

В этот период года ОКФЗ работает в режиме адиабатического увлажнения воздуха. Для расчета режимных параметров используют луч процесса в камере орошения.

Определяют коэффициент эффективности теплообмена по формуле

$$E_a = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{m1}}. \quad (11.12)$$

По формуле (11.2) определяют μ , по формуле (11.8) – G_w , по формуле (11.9) – g_ϕ , по формуле (11.10) – ΔP_ϕ .

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

11.2. Расчет воздухонагревателей

Расчет воздухонагревателей осуществляют на два периода года: в начале производят расчет на холодный период, затем – на теплый период года. Также отдельно производят расчет воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Целью расчета воздухонагревателей является определение требуемой и располагаемой поверхностей теплопередачи и режима их работы [10].

Исходными данными для расчета являются: массовый расход воздуха через воздухонагреватель $G_{пр}$, кг/ч; начальная и конечная температура воздуха, t_n и t_k соответственно в °C; начальная и конечная температура горячего теплоносителя (перегретой воды) t_{wh} и t_{wk} соответственно в °C (принимается для расчета $t_{wh}=150$ °C, $t_{wk}=70$ °C).

При поверочном расчете задаются типом и числом базовых воздухонагревателей исходя из марки центрального кондиционера (прил. 7), то есть вначале принимают стандартную компоновку, а расчетом ее уточняют.

Вычисляют теплоту, необходимую для нагрева воздуха, Вт, по формуле

$$Q_{воз} = 0,278 \cdot G_{пр} \cdot c_{воз} (t_k - t_n), \quad (11.13)$$

где $c_{воз}$ – удельная теплоемкость воздуха ($c_{воз}=1,005$ кДж/(кг °C)).

Определяют расход горячей воды, кг/ч:

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q_{воз}}{4,19(t_{wh} - t_{wk})} = 0,859 \frac{Q_{воз}}{(t_{wh} - t_{wk})}. \quad (11.14)$$

Вычисляют коэффициент теплопередачи, Вт/(м² °C):

$$K = a(\rho v)^q w^r, \quad (11.15)$$

где a , q , r – коэффициенты, принимаемые по табл. 11.2.

Таблица 11.2

Коэффициенты a , q , r , b , m

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

В зависимости от марки кондиционера выбирают число и тип базовых теплообменников (прил. 7), для которых вычисляют массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя кг/м²с:

$$\rho v = \frac{Q_{воз}}{3600 \cdot f_{воз}}, \quad (11.16)$$

где $f_{воз}$ – площадь живого сечения для прохода воздуха в воздухонагревателе, м².

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

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \cdot f_w \cdot 3600}, \quad (11.17)$$

где ρ_w – плотность воды при ее средней температуре, кг/м³;

f_w – площадь сечения для прохода воды, м².

Вычисляют среднюю разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{wh} + t_{wh} - t_k + t_n}{2}. \quad (11.18)$$

Находят требуемую площадь теплообмена, м²:

$$F_{тр} = \frac{Q_{воз}}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (11.19)$$

При этом необходимо выполнять следующие условия: между располагаемой поверхностью F_p (предварительно выбранной воздухонагревателем) и требуемой поверхностью $F_{тр}$ запас поверхности теплообмена не должен превышать 15 %:

$$\frac{F_p - F_{тр}}{F_{тр}} 100 \leq 15 \%. \quad (11.20)$$

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

При наличии двух и более базовых теплообменников на каждой ступени кондиционера выполнить условия (11.20) возможно также путем изменения схемы обвязки воздухонагревателей. Снизить F_p можно путем уменьшения рядности теплообменника.

Расчет воздухонагревателей второго подогрева осуществляют по той же методике, что и расчет воздухонагревателей первого подогрева (при необходимости расчета воздухонагревателя для теплого периода года начальную температуру горячей воды следует принимать не выше 70 °С).

Для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателя, Па, применяют уравнение

$$\Delta P_{\text{вн}} = b(\rho v)^m N_1, \quad (11.21)$$

где b , m – коэффициенты, принимаемые по табл. 11.2;

N_1 – число теплообменников, установленных последовательно по ходу воздуха.

11.3. Подбор фильтра

Выбирается фильтр ФР (для очистки в том числе и от волокнистой пыли) или ФС (для очистки воздуха, не содержащего волокнистой пыли).

Находится продолжительность работы фильтра до регенерации или замены фильтрующего материала

$$\tau = 10^3 \cdot q_k / (L_{\text{ф}} \cdot c_{\text{н}} \cdot \eta), \quad (11.22)$$

где q_k – конечная пылеемкость материала, г/м², для ФР – $q_k=300-800$ г/м²; для ФС – $q_k \leq 1200$ г/м²;

$c_{\text{н}}$ – начальная запыленность воздуха, мг/м³. Принимается для зданий, расположенных в промышленных районах крупных городов, $c_{\text{н}}=1$ мг/м³; для жилых районов крупных городов $c_{\text{н}}=0,5$ мг/м³.

η – коэффициент очистки, ФР – $\eta=0,88-0,98$; ФС – $\eta=0,8$;

$L_{\text{ф}}$ – удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра, м³/(м²ч); $L_{\text{ф}}=10000-12500$ м³/(м²ч).

Рассчитывается число суток работы фильтра

$$n_{\text{сут}} = \tau / \tau_{\text{сут}}, \quad (11.23)$$

где $\tau_{\text{сут}}$ – число часов работы фильтра в сутки.

Начальное аэродинамическое сопротивление фильтра ФС – 60 Па, конечное – $\Delta P_{\text{ф}}=100$ Па; начальное аэродинамическое сопротивление фильтра ФР – 60 Па, конечное – $\Delta P_{\text{ф}}=300$ Па.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *СНиП 41–01–2003*. Отопление, вентиляция и кондиционирование (носит рекомендательный характер).
2. *ГОСТ 30494–96*. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении.
3. *ГОСТ 12.1.005–88*. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
4. *СНиП 23–01–99**. Строительная климатология.
5. *Справочник проектировщика*. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1 / под. ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 320 с.
6. *Справочник проектировщика*. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2 / под. ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
7. *Аверкин, А.Г.* Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»: учеб. пособие / А.Г. Аверкин. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во АСВ, 2003. – 126 с.
8. *ГОСТ 21.602–2003*. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования.
9. *СНиП 2.08.02–89**. Общественные здания и сооружения.
10. *Богословский, В.Н.* Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: учебник для вузов / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.
11. *Теплоснабжение и вентиляция*. Курсовое и дипломное проектирование / под ред. проф. Б.М. Хрусталева. – М.: Изд-во АСВ, 2007. – 784 с.
12. *Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха*: Жилые здания со встроенно-пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей. Коттеджи: справочное пособие / под ред. Стомахиной Г.И. – М.: Пантори, 2003. – 308 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

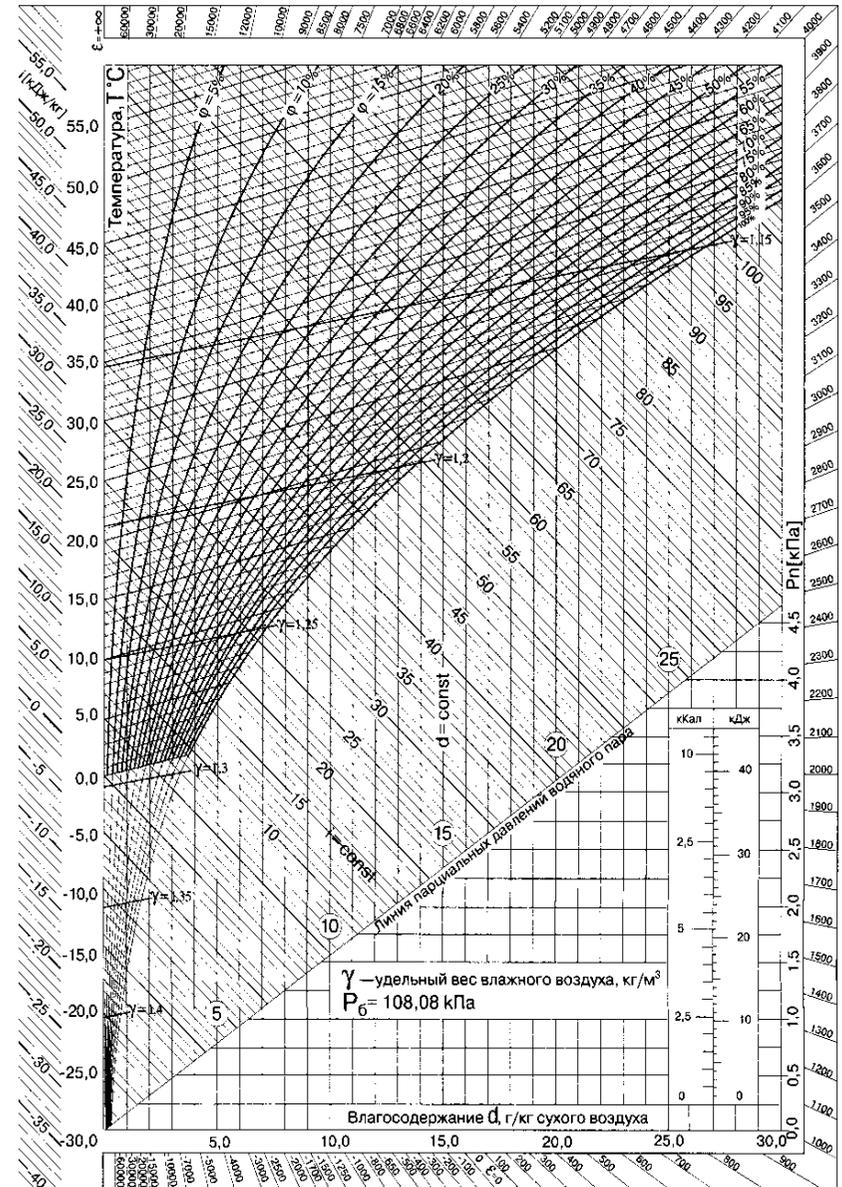
РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА И КРАТНОСТЬ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ ОБЩЕСТВЕННЫХ АДМИНИСТРАТИВНО-БЫТОВЫХ ЗДАНИЙ

Помещения	Температура воздуха, °С		Кратность воздухообмена в 1 ч	
	ТП	ХП	Приток	Вытяжка
Проектные залы и кабинеты площадью 35 м ² и более		18	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Конференц-залы и залы совещаний		16	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Хранилища архивов и библиотек		18	–	2
Торговые залы магазинов площадью 250 м ² и более: продовольственных непродовольственных		12 15	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Зрительный зал вместимостью 800 мест и более со сценой в кинотеатрах в клубах и театрах	φ = 50 – 55% не выше 26 не выше 25	φ = 40 – 45% 16 20	По расчету, но не менее 20 м ³ /ч наружного воздуха на 1 зрителя	
Зрительный зал вместимостью до 800 мест со сценой в кинотеатрах в клубах и театрах	не более чем на 3°С выше t _n по параметрам А	φ = 40 – 45% 16 20	По расчету, но не менее 20 м ³ /ч наружного воздуха на 1 зрителя	
Спортзалы для более 800 зрителей	φ = 40 % не выше 26	φ = 30 – 45% 18	По расчету, но не менее 80 м ³ /ч наружного воздуха на 1 занимающегося и не менее 20 м ³ /ч на 1 зрителя	
Спортзалы для 800 и менее зрителей	φ = 40 % не выше 26	φ = 30 – 45% 18	По расчету, но не менее 80 м ³ /ч наружного воздуха на 1 занимающегося и не менее 20 м ³ /ч на 1 зрителя	

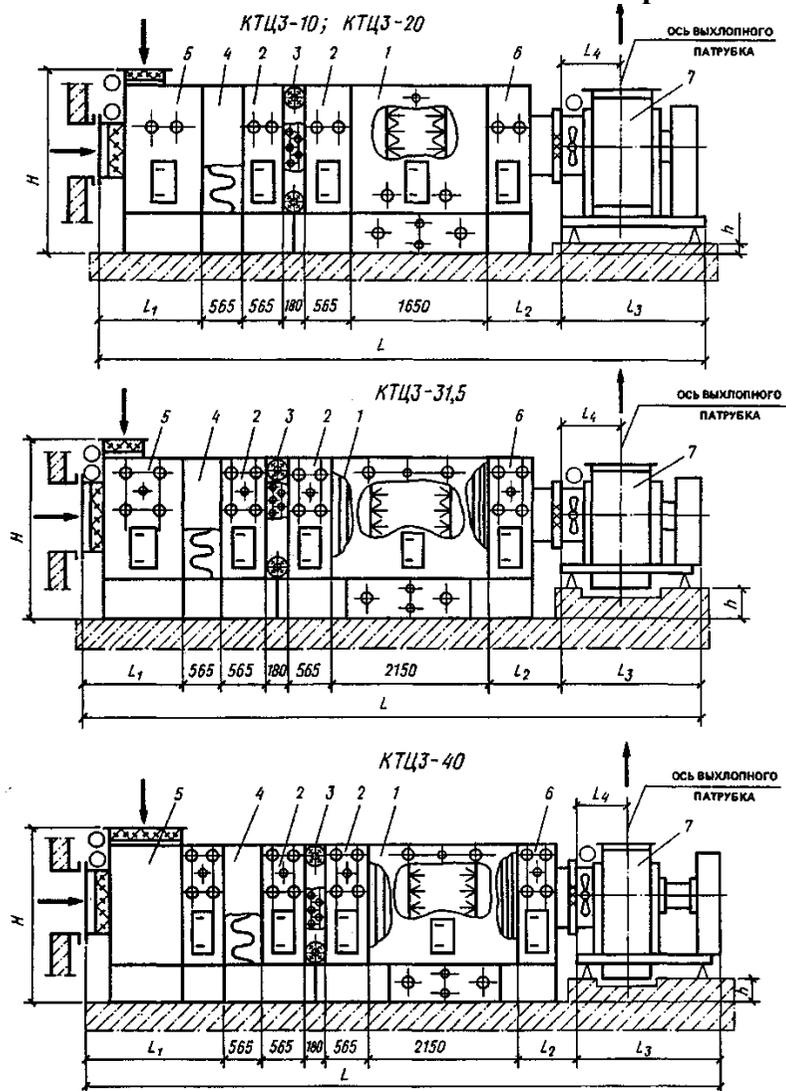
Примечание: ТП – теплый период года, ХП – холодный период года.

Приложение 2

I-d-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА



Приложение 3



Габаритные размеры, мм, кондиционеров КТЦ 3

Тип кондиционера	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	H	h
КТЦ 3–10	6955	1440	740	1250	580	1952	217
КТЦ 3–20	7560	1440	770	1825	705	1952	-18
КТЦ 3–31,5	8125	1440	810	1850	725	2845	530
КТЦ 3–40	8690	2005	810	1850	725	3345	530
КТЦ 3–63	9740	1440	810	2900	950	2845	255
КТЦ 3–80	10305	2005	810	2900	950	3345	255
КТЦ 3–125	11125	2005	1020	3510	1120	4845	530
КТЦ 3–160	13655	2520	–	6543	3187	5845	350
КТЦ 3–200	13955	2005	–	7180	3664	4845	390
КТЦ 3–250	14420	2520	–	7130	3615	5845	390

Базовые схемы центральных кондиционеров КТЦЗ: 1 – камера орошения;
 2 – камера обслуживания (камера воздушная); 3 –воздухонагреватели;
 4 – фильтр воздушный; 5 – блок приемный; 6 – блок присоединительный;
 7 – вентиляторный агрегат.

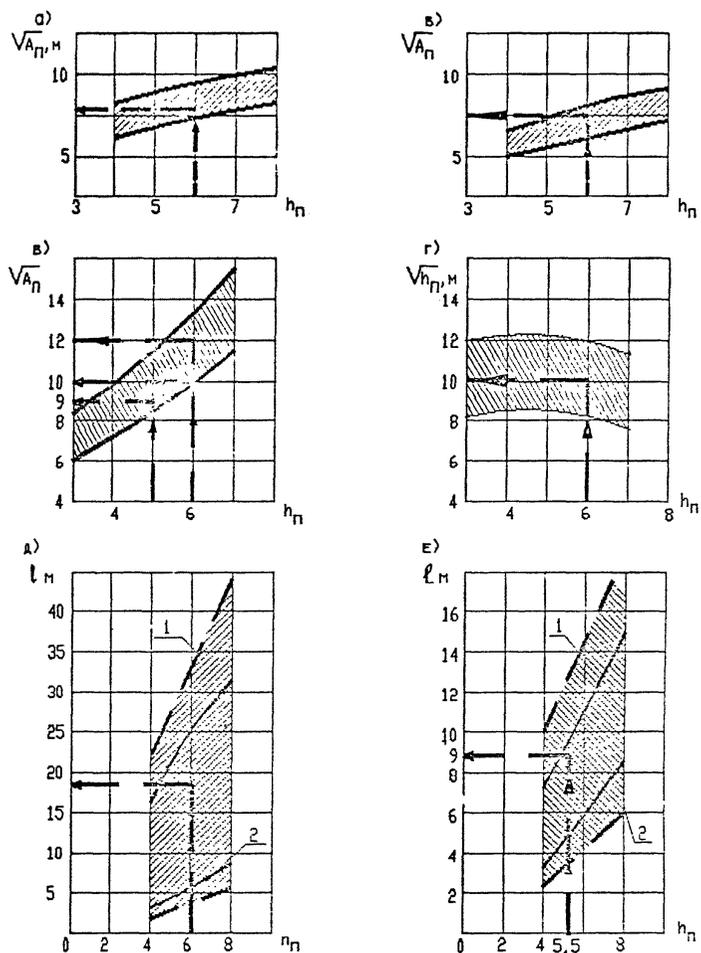
Приложение 4
ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Наименование	Тип, обозначение	Размеры, мм d_0 или $b_0 \times l_0 (i)$	Расчетная площадь $F_c, м^2$	Рекомендуемые значения		Коэффициенты		
				$L_c, м^3/ч$	$V_0, м/с$	m	n	ξ
1. Решетка воздухоприточная регулируемая	PP-1	100×200	0,016	115–290	2–5	4,5	3,2	2,2
	PP-2	100×400	0,032	230–580				
	PP-3	200×200	0,032	230–580				
	PP-4	200×400	0,064	460–1050				
	PP-5	200×600	0,096	690–1730				
2. Воздухораспределитель (двухструйный) шестидиффузорный прямоугольного сечения	ВДШп-2	250	0,05	360–900	2–5	1,04	1,05	1,3
	ВДШп-3	315	0,08	575–1440				
	ВДШп-4	400	0,13	935–2340				
	ВДШп-5	500	0,2	1440–3600				
	ВДШп-6	630	0,31	2230–5400				
ВДШп-8	800	0,5	3600–9000					
3. Решетка вентиляционная унифицированная	PВ-1	150×150	0,022	160–1190	2–15	2–6,3	9–5,1	1,3–2,4
	PВ-2	250×250	0,062	450–3350				
	PВ-3	250×400	0,1	720–5400				
	PВ-4	400×400	0,16	1150–8640				
	PВ-5	400×600	0,24	1730–12960				
	PВ-6	600×600	0,36	2590–19440				
	PВ-7	700×700	0,49	3530–26460				
	PВ-8	800×800	0,64	4610–34560				
	PВ-9	1000×1000	1	7200–54000				
4. Плафон регулируемый многодиффузорный круглый	ПРМ-1	550	0,05	360–3600	2–20	0,7–3,2	0,6–2,8	1,4
	ПРМ-2	373	0,08	580–5760				
	ПРМ-3	400	0,13	940–9360				
	ПРМ-4	500	0,2	1440–14400				
5. Плафон регулируемый многодиффузорный квадратный	ПРМп-1	250×250	0,06	430–4320				
6. Приточная решетка к регулируемым расходам и пространственным направлением потока	РРНП-00	100×100	0,01	110–290	3–8	6,8	5,1	1,5
	РРНП-01	150×150	0,023	250–660				
	РРНП-02	200×150	0,03	320–860				
	РРНП-03	300×150	0,045	490–1300				
	РРНП-04	600×200	0,12	1300–3460				
	РРНП-05	600×300	0,18	1940–5180				
	РРНП-06	600×400	0,24	2590–6910				
РРНП-07	600×600	0,36	3890–10370					

Окончание прил. 4

Наименование	Тип, обозначение	Размеры, мм d_0 или $b_0 \times l_0 (i)$	Расчетная площадь $F_c, м^2$	Рекомендуемые значения		Коэффициенты		
				$L_c, м^3/ч$	$V_0, м/с$	m	n	ξ
7. Воздухораспределитель с поворотными фланцами	ВПФ-02	250	0,02	430–1080	6–15	6,4	4,8	1,1–1,2
	ВПФ-03	315	0,03	650–1620				
	ВПФ-04	400	0,05	1080–2700				
	ВПФ-05	500	0,08	1730–4320				
	ВПФ-06	560	0,1	2160–5400				
	ВПФ-07	630	0,13	2810–7020				
	ВПФ-08	800	0,2	4320–10800				
	ВПФ-09	1000	0,33	7130–17820				
	8. Воздухораспределитель конический	ВК-00	250	0,05				
ВК-01		315	0,08	1440–4320				
ВК-02		400	0,13	2340–7020				
ВК-03		500	0,2	3600–10800				
ВК-04		560	0,25	4500–13500				
ВК-05		630	0,31	5580–16740				
ВК-06		800	0,5	9000–27000				
ВК-07		1000	0,78	14040–42120				
ВК-08		1250	1,22	21960–65880				
ВК-09	1600	2	36000–108000					

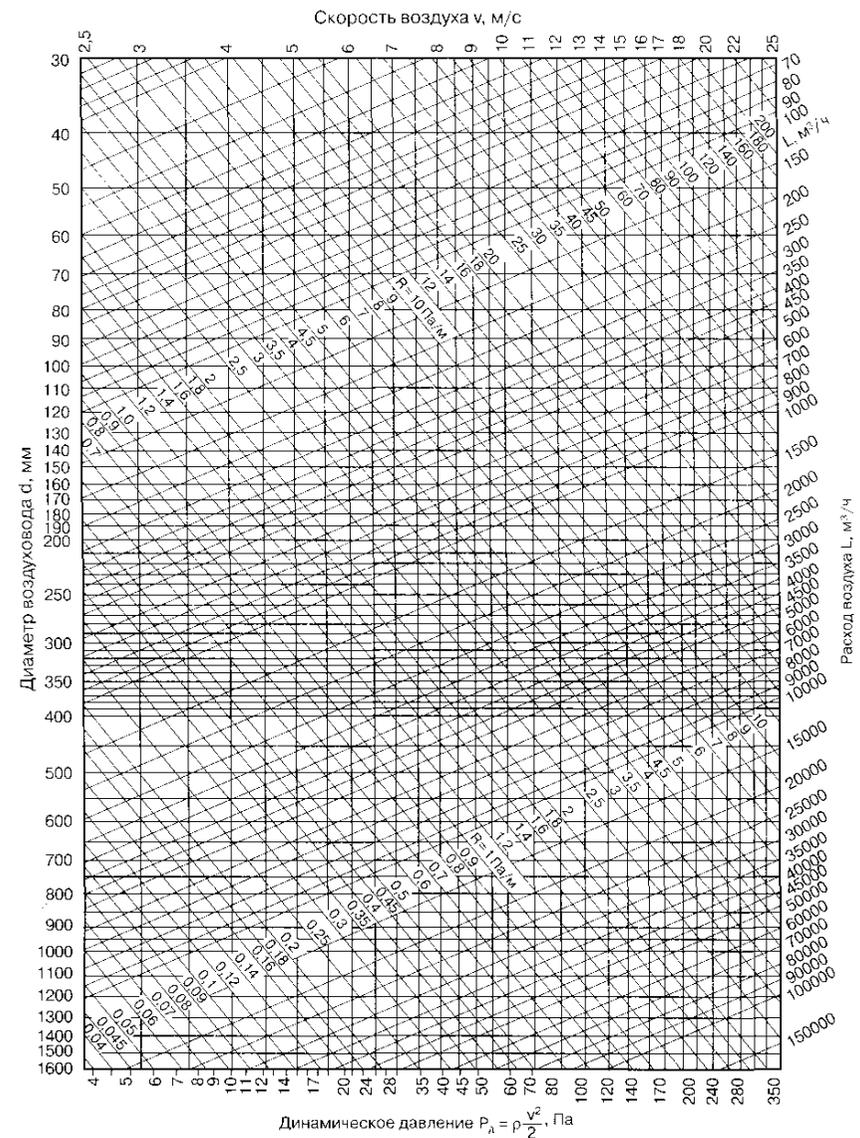
Приложение 5



Максимальный размер помещения или его зоны $l = \sqrt{A_n}$, м; A_n – площадь помещения или его зоны, обслуживаемая одним воздухораспределителем, м²;
 а – компактная струя из плафонов, при $m = 1,1$; б – то же, при $m = 3,6$; в – веерная струя; г – коническая струя; д – настилающаяся струя из решетки, при $m = 6$; л – ширина струи «б» минимальная; 2 – ширина струи максимальная; е – настилающаяся струя из решетки при $m = 2,4$; h_n – высота установки воздухораспределителя.

Приложение 5

НОМОГРАММА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ В ВОЗДУХОВОДАХ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ



Приложение 6

КОЛИЧЕСТВО ФОРСУНОК ПО РЯДАМ В КАМЕРЕ ОРОШЕНИЯ ОКФ-3

Кондиционер		Исполнение	Количество форсунок в ряду стояков по ходу воздуха		
индекс	тип		первом	втором	всего
01.01304	КТЦЗ–10	1	12	6	18
		2	12	12	24
02.01304	КТЦЗ–20	1	24	18	42
		2	24	24	48
03.01304	КТЦЗ-31,5	1	36	27	63
		2	36	36	72
04.01304	КТЦЗ–40	1	48	36	84
		2	48	48	96
06.01304	КТЦЗ–63	1	81	63	144
		2	81	81	162
08.01304	КТЦЗ–80	1	108	84	182
		2	108	108	216
12.01304	КТЦЗ–125	1	162	126	288
		2	162	162	324
16.01304	КТЦЗ–160	1	216	168	384
		2	216	216	432
20.01304	КТЦЗ–200	1	234	180	414
		2	234	234	468
25.01304	КТЦЗ–250	1	312	240	552
		2	312	312	624

Приложение 7

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ (БЕЗ ОБВОДНОГО КАНАЛА)

Кондиционер	Кол-во рядов	Число базовых теплообменников при высоте m				Площадь поверхности F_p , м ²	Площадь фронтального сечения, м ²
		1	1,25	1,5	2		
КТЦЗ–10	1	0	1	0	0	18,4	1,03
	1,5	0	1	0	0	24,2	1,03
	2	0	1	0	0	36,8	1,03
КТЦЗ–20	1	0	1	0	0	37,3	2,07
	1,5	0	1	0	0	55,25	2,07
	2	0	1	0	0	74,6	2,07
КТЦЗ-31,5	1	0	0	0	1	60,4	3,315
	1,5	0	0	0	1	88,7	3,315
	2	0	0	0	1	120,8	3,315
КТЦЗ–40	1	0	2	0	0	74,6	4,14
	1,5	0	2	0	0	110,5	4,14
	2	0	2	0	0	149,2	4,14
КТЦЗ–63	1	0	0	0	2	120,8	6,63
	1,5	0	0	0	2	177,4	6,63
	2	0	0	0	2	241,6	6,63
КТЦЗ–80	1	0	4	0	0	149,2	8,28
	1,5	0	4	0	0	221,0	8,28
	2	0	4	0	0	298,4	8,28
КТЦЗ–125	1	0	0	0	4	241,6	13,25
	1,5	0	0	0	4	354,8	13,25
	2	0	0	0	4	483,2	13,25
КТЦЗ–160	1	0	0	4	2	300,8	16,55
	1,5	0	0	4	2	439,4	16,55
	2	0	0	4	2	601,6	16,55
КТЦЗ–200	1	0	0	0	6	362,4	19,88
	1,5	0	0	0	6	532,2	19,88
	2	0	0	0	6	724,8	19,88
КТЦЗ–250	1	0	0	6	3	451,2	24,84
	1,5	0	0	6	3	659,1	24,84
	2	0	0	6	3	902,4	24,84

Примечание: площадь сечения для прохода воды принимают равной 0,00148 м² – для однорядных, 0,00215 м² – для полторарядных и 0,00296 м² – для двухрядных теплообменников.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Исходные данные	3
1.1. Содержание расчетно-пояснительной записки.....	3
1.2. Содержание графической части.....	4
2. Расчетные параметры наружного воздуха	4
3. Расчетные параметры внутреннего воздуха	5
4. Поступление тепла в помещения	6
4.1. Теплопоступления через ограждения.....	6
4.2. Теплопоступления от солнечного излучения.....	6
4.3. Теплопоступления от инфильтрации.....	12
4.4. Теплопоступления от людей.....	13
4.5. Теплопоступления от источников искусственного освещения.....	14
4.6. Теплопоступления от остывающей пищи.....	15
5. Поступление вредных веществ в помещения	15
5.1. Поступление влаги от людей.....	15
5.2. Выделение влаги от остывающей пищи.....	16
5.3. Поступление углекислого газа от людей.....	17
6. Определение производительности СКВ	17
6.1. Составление теплового и влажностного баланса помещений.....	17
6.2. Определение параметров приточного воздуха.....	18
6.3. Определение параметров удаляемого воздуха.....	19
6.4. Требуемые воздухообмены по всем вредностям.....	19
7. Построение процессов СКВ на <i>I-d</i>-диаграмме влажного воздуха	22
7.1. Построение луча процесса.....	22
7.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода.....	22
7.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода.....	24
7.4. Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода.....	25
7.5. Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода.....	26
8. Принципиальные и конструктивные решения кондиционирования помещений	27
9. Распределение воздуха в помещении	29

9.1. Выбор схемы подачи воздуха и типа воздухораспределителя.....	30
9.2. Расчет воздухораспределителей.....	30
10. Аэродинамический расчет системы кондиционирования воздуха	34
11. Расчет основного оборудования центральных СКВ.....	37
11.1. Расчет камеры орошения.....	37
11.2. Расчет воздухонагревателей.....	40
11.3. Подбор фильтра.....	43
Список рекомендуемой литературы	44
Приложения	45