

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Чувашский государственный университет имени И.Н. Ульянова»

Строительный факультет

Кафедра теплотехники и гидравлики

УТВЕРЖДЕН  
на заседании кафедры  
«29» августа 2017 г.,  
протокол № 1  
Заведующий кафедрой  
\_\_\_\_\_ В.С. Васильев

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ****«Б1.В.14 Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»**

Направление подготовки (специальность) 08.03.01 Строительство

Квалификация (степень) выпускника – бакалавр

Профиль (направленность) Теплогазоснабжение и вентиляция  
Академический бакалавриат

Методические материалы разработаны на основе рабочей программы дисциплины, предусмотренной образовательной программой высшего образования (ОП ВО) по направлению подготовки 08.03.01 «Строительство» направленность (профиль) «Теплогазоснабжение и вентиляция».

*СОСТАВИТЕЛЬ:*

ст. преподаватель кафедры  
теплотехники и гидравлики  
ст. преподаватель кафедры  
теплотехники и гидравлики

\_\_\_\_\_ Т.В. Щенникова

\_\_\_\_\_ Т.Г. Побережная

*СОГЛАСОВАНО:*

Методическая комиссия строительного факультета «30» августа 2017 г., протокол №1.

Декан факультета

\_\_\_\_\_ А.Н. Плотников

### 1. Перечень планируемых результатов обучения по дисциплине, соотнесенных с планируемыми результатами освоения ОП ВО

В процессе изучения дисциплины обучающиеся формируют следующие компетенции и демонстрируют соответствующие им результаты обучения:

Компетенция по ФГОС	Ожидаемые результаты обучения
<b>ПК-1</b> знание нормативной базы в области инженерных изысканий, принципов проектирования зданий, сооружений, инженерных систем и оборудования, планировки и застройки населенных мест	<b>Знать</b> нормативные документы по проектированию систем кондиционирования воздуха.
	<b>Уметь</b> применять нормативные документы для расчета и проектирования.
	<b>Владеть</b> методикой расчета с использованием нормативных документов.
<b>ПК-4</b> способность участвовать в проектировании и изыскании объектов профессиональной деятельности	<b>Знать</b> – принципы подбора оборудования и проведения испытаний систем кондиционирования воздуха; методы создания и анализа теоретических моделей, позволяющих прогнозировать свойства и поведение объектов деятельности.
	<b>Уметь</b> выполнять самостоятельно все расчеты, связанные с проектированием систем кондиционирования воздуха; принимать принципиальные и конструктивные решения систем кондиционирования воздуха, разрабатывать узлы и детали систем; самостоятельно углублять свои знания и применять на практике достижения науки и техники в области систем кондиционирования воздуха; разрабатывать и реализовывать программы по достижению энергоэффективности зданий и сооружений.
	<b>Владеть</b> расчетом для подбора основного технологического оборудования, методами испытаний; навыками проектирования объектов жилищно-коммунального хозяйства, обеспечивающими надежность, безопасность и эффективность их работы; методиками компьютерного моделирования с использованием специализированных программно-вычислительных комплексов.
<b>ПК-8</b> владение технологией, методами доводки и освоения технологических процессов строительного производства, эксплуатации, обслуживания зданий, сооружений, инженерных систем, производства строительных материалов, изделий и конструкций, машин и оборудования	<b>Знать</b> техническую эксплуатацию систем кондиционирования воздуха.
	<b>Уметь</b> осуществлять организацию и планирование технической эксплуатации систем кондиционирования воздуха.
	<b>Владеть</b> методами технической эксплуатации систем кондиционирования воздуха с целью обеспечения надежности, экономичности и безопасности их функционирования.
<b>ПК-9</b> способностью вести подготовку документации по менеджменту качества и типовым методам контроля качества	<b>Знать</b> документацию по менеджменту качества и типовым методам контроля качества технологических процессов на производственных участках, организацию рабочих мест.

технологических процессов на производственных участках, организацию рабочих мест, способность осуществлять техническое оснащение, размещение и обслуживание технологического оборудования, осуществлять контроль соблюдения технологической дисциплины, требований охраны труда и экологической безопасности.	<b>Уметь</b> осуществлять техническое оснащение, размещение и обслуживание технологического оборудования, осуществлять контроль соблюдения технологической дисциплины, требований охраны труда и экологической безопасности.
размещение и обслуживание технологического оборудования, осуществлять контроль соблюдения технологической дисциплины, требований охраны труда и экологической безопасности.	<b>Владеть</b> способами подготовки документации по менеджменту качества и методам контроля качества технологических процессов на производственных участках, способами организацию рабочих мест, способностью осуществлять техническое оснащение, размещения и обслуживания технологического оборудования, осуществлять контроль соблюдения технологической дисциплины, требований охраны труда и экологической безопасности.

## **2. Методические указания обучающимся по выполнению самостоятельной работы**

Самостоятельная работа определяется спецификой дисциплины и методикой ее преподавания, временем, предусмотренным учебным планом, а также ступенью обучения, на которой изучается дисциплина.

Для самостоятельной подготовки можно рекомендовать следующие источники: конспекты лекций и/или практических и лабораторных занятий, учебную литературу соответствующего профиля.

Преподаватель в начале чтения курса информирует обучающихся о формах, видах и содержании самостоятельной работы, разъясняет требования, предъявляемые к результатам самостоятельной работы, а также формы и методы контроля и критерии оценки.

### **Методические рекомендации по подготовке к экзамену**

Экзамен преследует цель оценить работу студента за определенный курс: полученные теоретические знания, их прочность, развитие логического и творческого мышления, приобретение навыков самостоятельной работы, умения анализировать и синтезировать полученные знания и применять на практике решение практических задач.

Экзамен проводится в письменной форме по билетам, утвержденным заведующим кафедрой. Экзаменационный билет включает в себя два вопроса. Формулировка вопросов совпадает с формулировкой перечня вопросов, доведенного до сведения студентов за один месяц до экзаменационной сессии. В процессе подготовки к экзамену организована предэкзаменационная консультация для всех учебных групп. Результат экзамена выражается оценкой «отлично», «хорошо», «удовлетворительно».

С целью уточнения оценки экзаменатор может задать не более одного-двух дополнительных вопросов, не выходящих за рамки требований рабочей программы. Под дополнительным вопросом подразумевается вопрос, не связанный с тематикой вопросов билета. Дополнительный вопрос, также как и основные вопросы билета, требует развернутого ответа. Кроме того, преподаватель может задать ряд уточняющих и наводящих вопросов, связанных с тематикой основных вопросов билета. Число уточняющих и наводящих вопросов не ограничено.

### **Методические рекомендации по выполнению расчетно-графической работе**

*Цель* расчетно-графической работы – систематизация и закрепление теоретических знаний и развитие практических навыков по решению задач, выработка навыков анализа статистических данных и формулирования выводов по полученным результатам.

*Задачами* расчетно-графической работы являются:

- развитие навыков самостоятельной работы в области решения практических задач;

– подбор и систематизация теоретического материала, являющегося основой для решения практической задачи, развитие навыков самостоятельной работы с учебной, методической и нормативной литературой;

- проведение расчетов по исходным данным и анализ полученных значений;
- формулирование выводов по полученным результатам.

*Структура расчетно-графической работы:*

1. Титульный лист.
2. Оглавление.
3. Задание. На данном этапе надо полностью изложить данное обучающемуся задание.
4. Исходные данные. Студент предоставляет все существующие исходные данные, которые могут понадобиться для проведения расчетов.
5. Разделы, которые будут содержать практические решения и анализ полученных результатов.
6. Выводы.
7. Список использованных источников.
8. Приложение.

Графическая часть проекта выполняется на одном листе бумаги формата А1. Графическое изображение проекций, обозначения, шрифты должны быть выполнены по правилам оформления строительных чертежей в соответствии с ГОСТ 21.602-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». На чертежах должны быть представлены: планы этажей с разводкой воздуховодов и размещением оборудования, аксонометрическая схема системы СКВ, построение процесса обработки воздуха на i-d диаграмме.

*Требования по оформлению работы:*

Набор текста производится в текстовом редакторе MicrosoftWord шрифтом TimesNewRoman размером 12 pt через 1,5 интервала или 14 pt через 1 интервал. Рекомендуемое значение поля страницы: левое – 30 мм, правое – 15 мм, верхнее и нижнее 20 мм.

Нумерация страниц расчетно-графической работы должна быть сквозная.

Все иллюстрации, помещаемые в расчетно-графическую работу, должны быть тщательно подобраны, четко выполнены. Рисунки и диаграммы должны иметь прямое отношение к тексту, без лишних изображений и данных, которые не поясняются.

## **1. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА КОНДИЦИОНИРУЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ**

1. Месторасположение здания – **г. Сочи**
2. Расчетная географическая широта **44°с.ш.**
3. Расчетное барометрическое давление **1010 гПа**
4. Расчетные параметры наружного воздуха:

Для теплотехнического расчета ограждающих конструкций:

- расчетная температура наиболее холодной пятидневки **-3°C**
- продолжительность отопительного периода **z = 121 сут**
- средняя температура за отопительный период **7,4°C**
- средняя скорость ветра **3,2 м/с**

Для проектирования кондиционирования воздуха:

- расчетная температура в холодный период (параметр Б) **-3°C**
- энтальпия в холодный период (параметр Б) **-2,1 кДж/кг**
- расчетная температура в теплый период **t = t<sup>б</sup>-2°C = 30,2-2 = 28,2°C**
- энтальпия в теплый период **J = J<sup>б</sup>-2 кДж/кг = 69,5-2 = 67,5 кДж/кг**

5. Расчетные параметры внутреннего воздуха:

Для проектирования кондиционирования воздуха:

- оптимальная температура воздуха в холодный период **20-22 °C**
- оптимальная относительная влажность в холодный период **30-45 %**

- оптимальная температура воздуха в теплый период **23-25 °C**
- оптимальная относительная влажность в теплый период **30-60 %**
- 6. Количество человек в зале – **600**
- 7. Категория выполняемых работ – **состояние покоя**
- 8. Расчетные параметры теплоносителя **85-70 °C**
- 9. Класс кондиционирования - **II**

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАДУСОСУТОК ОТОПИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА

Определяем градусосутки отопительного периода (ГСОП) согласно [10]:

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{в}} - t_{\text{от.пер.}}) \times Z_{\text{от.пер.}} = (20 - 7,4) \times 121 = 1524,6$$

$t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$  – внутренняя температура помещения;

$t_{\text{от.пер.}} = 7,4^{\circ}\text{C}$  – средняя температура отопительного периода;

$Z_{\text{от.пер.}} = 121$  сут. – продолжительность отопительного периода.

## 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Определяем требуемое сопротивление теплопередачи для каждого вида ограждения конструкций,  $R^{\text{тр.}}_{\text{о}}, \text{м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$  по [10]:

**Для наружных стен:**

2000 – 1,6

$R_{\text{тр.}} = 1,6$

**Для полов:**

Пол в зрительном зале выполнен на лагах. Термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки  $R_{\text{в.п.}} = 0,172 \text{ м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ , толщина дощатого настила  $\delta = 0,04$  м с теплопроводностью  $\lambda = 0,175 \text{ Вт}/(\text{м} \times ^{\circ}\text{C})$ . Термическое сопротивление утепляющих слоев конструкции пола равно:

$$R_{\text{в.п.}} + \delta / \lambda = 0,172 + 0,04 / 0,175 = 0,4 \text{ м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$$

Теплопотери через пол на лагах определяются по зонам.

$$R_{\text{I}} = 1,18 \times (2,1 + 0,4) = 2,95 \text{ м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$$

$$R_{\text{II}} = 1,18 \times (4,3 + 0,4) = 5,55 \text{ м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$$

$$R_{\text{III}} = 1,18 \times (8,6 + 0,4) = 10,62 \text{ м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$$

$$R_{\text{VI}} = 1,18 \times (14,2 + 0,4) = 17,23 \text{ м}^2 \times ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$$

**Для чердачного покрытия:**

Материал	$\delta$	$\lambda$
1 железобетонная сплошная плита	0.3	2.04
2 пароизоляция (1 слой руберойда на битумной мастике)	0.0015	0.13
3 слой утеплителя (маты минераловатные прошивные)	0.15	0.07
4 выпавнивающий слой (стяжка из цементно-песчаного раствора)	0.03	0.93
5 гидроизоляция (3 слоя руберойда)	0.045	0.17

$$R^{\text{тр.}}_{\text{о}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_n}$$

$$R^{\text{тр.}}_{\text{о}} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,3}{2,04} + \frac{0,0015}{0,13} + \frac{0,15}{0,07} + \frac{0,03}{0,93} + \frac{0,045}{0,17} + \frac{1}{23} = 0,11 + 0,033 + 0,011 + 2,14 + 0,032 + 0,026 + 0,043 = 2,395$$

$\delta$  – толщина слоя, м;

$\lambda$  – расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя,  $\text{Вт}/(\text{м} \times ^{\circ}\text{C})$ , принимаемый по [10];

$\alpha_{\text{в}} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^{\circ}\text{C})$  – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, принимаемый по [10];

## 4. РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Для наружных стен:  $K = 1/R_{\text{тп}_0} = 1/1,6 = 0,62 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

Для полов на лагах:  $K_1 = 1/R_{\text{тп}_0} = 1/2,95 = 0,34 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

$K_2 = 1/R_{\text{тп}_0} = 1/5,55 = 0,18 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

$K_3 = 1/R_{\text{тп}_0} = 1/10,62 = 0,09 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

$K_4 = 1/R_{\text{тп}_0} = 1/17,23 = 0,05 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

Для покрытий чердачных:  $K = 1/2,395 = 0,41 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

## 5. РАСЧЁТ ТЕПЛОПOTЕРЬ ЗАЛА

Основные теплопотери определяются по формуле:

$$Q_{\text{осн}} = F \cdot k \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \cdot n, \text{ Вт}$$

$F$  - площадь ограждающей конструкции,  $\text{м}^2$ ;

$k$  - коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{вн}}$  - температура внутри помещения,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{н}}$  - температура наружного воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;

$n$  - коэффициент, учитывающий зависимость положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, принимаемый по [10].

Долю добавочных теплопотерь определяем по формуле:

Согласно [8, приложение 9]  $\beta$  принимаются:

- по сторонам света: Север - 0,1

Северо-восток - 0,1

Северо-запад - 0,1

Юго-запад - 0

Юго-восток - 0,05

Полные теплопотери вычисляются по формуле:

$$Q_{\text{огр.}} = Q_{\text{осн.}} \cdot (1 + \beta), \text{ Вт}$$

$(1 + \beta)$  - добавочные потери теплоты в долях.

По результатам расчётов составляется тепловой баланс (определяют полные теплопотери):

$$Q_{\text{пол.}} = 1,1 \cdot Q_{\text{огр.}}$$

Результаты расчётов теплопотерь заносятся в таблицу 1.

№ пом еще ния	Наим- ие поме щ-ия, $t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$ ; $S, \text{м}^2$	Характеристика ограждений					Коэф. теплоте п. $k$ , $\text{Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$	$\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$n$	$Q_{\text{осн.}}, \text{Вт}$	Добавоч ный коэф. $\beta$		$1 + \Sigma \beta$	$Q_{\text{огр.}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{пол.}}, \text{Вт}$
		наиме нован ие	СС	$A \cdot B, \text{м}$	$F, \text{м}^2$	$R, \text{м}^2 \times ^\circ\text{C/Вт}$					по СС	проч ие			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	18
103	Зрите льный зал, $t=20$	НС	3	26,9*6,8	182,92	1,6	0,62	23	1	2608	0,05	0,05	1,1	2868,8	1090 1
		НС2	с	17,9*6,8	121,72	1,6	0,62	23	1	1736	0,1	0,05	1,15	1996,4	
		ПТ	-	26,9*212 1*18+9* 17,9	539,1	2,395	0,41	23	0,9	4575	-	-	1	4575	
		ПЛ	-	21*18+9 *17,9	539,1			23	0,9	470	-	-	1	470	
		ПЛ1		17,9*2	35,8	2,95	0,34	23	0,9	252	-	-	1		

		ПЛ2		17,9*2	35,8	5,55	0,18	23	0,9	133	-	-	1	
		ПЛ3		17,9*2	35,8	10,62	0,09	23	0,9	67	-	-	1	
		ПЛ4		21*18+3 *17,9	431,7	17,23	0,05	23	0,9	18	-	-	1	
														Σ99 10,2

## 6. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ И ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЙ В ЗАЛЕ

**Тепловыделения в зале от освещения  $Q_{\text{осв.}}$ , Вт:**

$$Q_{\text{осв.}} = N_1 \times F_{\text{п}} = 8 \times 539,1 \times 0,4 = 1725,12 \text{ Вт}$$

$N_1$  – мощность источников искусственного освещения на  $1 \text{ м}^2$  площади пола, принимаемая  $N_1 = 6 \dots 10 \text{ Вт/м}^2$ ;

$F_{\text{п}}$  – площадь пола помещения,  $\text{м}^2$ ;

0,4 – доля тепла, поступающая от источника освещения.

**Теплопоступления от системы отопления  $Q_{\text{от.}}$ , Вт:**

Теплопоступления от системы отопления принимаем равными теплопотерям зрительного зала,  $Q_{\text{от}} = 10901 \text{ Вт}$

**Теплопоступления в помещение за счет солнечной радиации через покрытия  $Q_{\text{р}}$ , Вт (с учетом отсутствия световых проемов) для теплого периода года:**

$$Q_{\text{р}} = F_{\text{п}} \times q_{\text{п}} \times K_{\text{п}} = 539,1 \times 22,5 \times 0,5 = 6065 \text{ Вт}$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь поверхности покрытия,  $\text{м}^2$ ;

$q_{\text{п}}$  – теплопоступления от солнечной радиации через  $1 \text{ м}^2$  поверхности покрытия при коэффициенте теплопередачи  $1 \text{ Вт/м}^2$ , при географической широте  $40 \text{ с.ш.}$   $q_{\text{п}} = 22,5 \text{ Вт/м}^2$  [2]

**Тепловыделения и влаговыведения от людей:**

Тепловыделения и влаговыведения от людей  $Q_{\text{л}}$ , Вт;  $W$ , кг/ч, зависят от температуры окружающего воздуха и от тяжести выполняемой ими работы.

В зрительном зале люди находятся в спокойном состоянии. Расчет тепло- и влаговыведений от людей следует рассчитывать отдельно для теплого и холодного периодов, так как в эти периоды температура внутреннего воздуха в зале имеет различные значения.

Расчет ведется следующим образом:

1) теплый период года:  $t = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n_{\text{м}} + 0,85 \cdot q_{\text{л}} \cdot n_{\text{ж}} = 60 \cdot 300 + 0,85 \cdot 60 \cdot 300 = 33300 \text{ Вт}$$

$$W_{\text{л}} = g_{\text{л}} \cdot n_{\text{м}} + 0,85 \cdot g_{\text{л}} \cdot n_{\text{ж}} = 0,05 \cdot 300 + 0,85 \cdot 0,05 \cdot 300 = 27,75 \text{ кг/ч}$$

2) холодный период года:  $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n_{\text{м}} + 0,85 \cdot q_{\text{л}} \cdot n_{\text{ж}} = 90 \cdot 300 + 0,85 \cdot 90 \cdot 300 = 49950 \text{ Вт}$$

$$W_{\text{л}} = g_{\text{л}} \cdot n_{\text{м}} + 0,85 \cdot g_{\text{л}} \cdot n_{\text{ж}} = 0,04 \cdot 300 + 0,85 \cdot 0,04 \cdot 300 = 22,2 \text{ кг/ч}$$

$q_{\text{л}}$  – количество полной теплоты, выделяемой 1 человеком, Вт/чел., [6];

$g_{\text{л}}$  – количество влаги, выделяемое 1 человеком, кг/(ч\*чел.), [6];

$n_{\text{м}}$ ,  $n_{\text{ж}}$  – число мужчин и женщин в зрительном зале, чел.

Условно принимаем половину мужчин и женщин от общего количества мест в зрительном зале.

## 7. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ЗАЛА

В большинстве помещений тепловые условия близки к стационарным, поэтому при расчете теплового баланса исходят из того, что все ограждения и оборудование в помещении находятся в состоянии теплового равновесия. Это значит, что их температура остается неизменной во времени и количество получаемой ими теплоты в единицу времени равно количеству теряемой. Разность поступления  $Q_{\text{выд}}$  и расхода (потерь)  $Q_{\text{пот}}$  теплоты определяет теплоизбытки  $\Delta Q$  (или теплонедостатки) в помещении, которые должны быть ассимилированы (или компенсированы) вентиляционным воздухом:



$$\Delta Q = \sum_{i=1}^n Q_{\text{выд}i} - \sum_{j=1}^m Q_{\text{пот}j}, \text{ Вт}$$

Тепловой баланс зрительного зала запишем в виде таблицы 2 для холодного и теплого периодов.

Тепловой баланс зрительного зала

Таблица №2

№ п. п.	Период года	Теплопотери $Q_{\text{пот}}, \text{ Вт}$	Теплопоступления $Q_{\text{п выд}}, \text{ Вт}$		$\Delta Q, \text{ Вт}$	Влаговыведения $W, \text{ кг/ч}$	$\varepsilon = \Delta Q / W$
1	Теплый	-	от освещения	1725	41090	27,75	5331
			от солнечной радиации	6065			
			от людей	33300			
			$\Sigma$	41090			
2	Холодный	13580	от освещения	1725	62576	22,2	10147
			от отопления	10901			
			от людей	49950			
			$\Sigma$	62576			

## 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА И ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА В КОНДИЦИОНИРУЕМОМ ПОМЕЩЕНИИ

Расчет воздухообмена зрительного зала производим графоаналитическим способом, с применением i-d – диаграммы влажного воздуха для теплого и холодного периодов.

Определяем необходимый расход воздуха по газовыделениям, влаговыведениям, тепловыделениям и по санитарным нормам.

### 8.1. Расход воздуха по газовыделениям:

$$L_{\text{CO}_2} = \frac{M}{b_b - b_n} = \frac{13800}{2 - 0,5} = 9200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$M = G \times N$  – масса вредных веществ л/ч;

$G = 23 \text{ л/ч}$  – количество  $\text{CO}_2$ , выделяемое 1 человеком в состоянии покоя;

$b_b = 2 \text{ л/м}^3$  – предельно допустимая концентрация  $\text{CO}_2$  в удаляемом воздухе (для кратковременного пребывания людей);

$b_n = 0,5 \text{ л/м}^3$  – содержание газа в приточном воздухе (большие города);

$N$  – количество людей в зале, чел.

### 8.2. Расход воздуха по влаговыведениям:

$$L_w = \frac{W}{(d_b - d_n) \cdot \gamma} = \frac{27750}{(9,4 - 6,4) \cdot 1,2} = 7708 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$W = 27750 \text{ г/ч}$  – объем влаговыведений в зале;

$d_b, d_n$  – влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, г/кг (находим по i-d - диаграмме);

$\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха при  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 8.3. Расход воздуха по тепловыделениям:

$$L_Q = \frac{3,6 \cdot \Delta Q}{(J_b - J_n) \cdot \gamma} = \frac{3,6 \cdot 41090}{(48 - 32,4) \cdot 1,2} = 7902 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$\Delta Q$  – полные тепловыделения, Вт

$J_b$  и  $J_n$  – энтальпии удаляемого и приточного воздуха, кДж/кг (находим по i-d - диаграмме).

### 8.4. Расход воздуха по санитарным нормам:

$$L_{\text{сн}} = 25 \cdot N = 25 \cdot 600 = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$25 \frac{\text{м}^3}{\text{ч} \cdot \text{чел}}$  - санитарная норма наружного воздуха на 1 человека при кондиционировании

воздуха согласно [13].

Выбираем максимальный расход воздуха – по санитарным нормам:

Принимаем прямоточную схему кондиционирования воздуха.

## 9. ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В КОНДИЦИОНЕРЕ В ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД

Величина углового коэффициента луча процесса  $\varepsilon$  в помещении:

$$\varepsilon = 5331 \text{ кДж/кг}$$

Через точку В, соответствующему заданному состоянию воздуха в помещении, проведем луч процесса в помещении В-П до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха  $t_{\text{п}}$ .

Через точку П проведем луч подогрева воздуха в воздухонагревателе 2 ступени до пересечения с кривой  $\phi = 95 \%$ . Через т. Н, соответствующей состоянию наружного воздуха, и т.О проводим луч, соответствующий процессу изменения состояния воздуха в форсуночной камере. В процессе движения в вентиляторе и воздуховодах воздух нагревается (примерно на  $1-2^\circ\text{C}$ ) по линии  $d = \text{const}$ , поэтому в вентилятор должен входить воздух с параметрами, соответствующими точке П'.

Параметры наружного воздуха (**точка Н**):

$$t = 28,2^\circ\text{C}, J = 67,5 \text{ кДж/кг}, \phi = 65 \%, d = 15,4 \text{ г/кг}$$

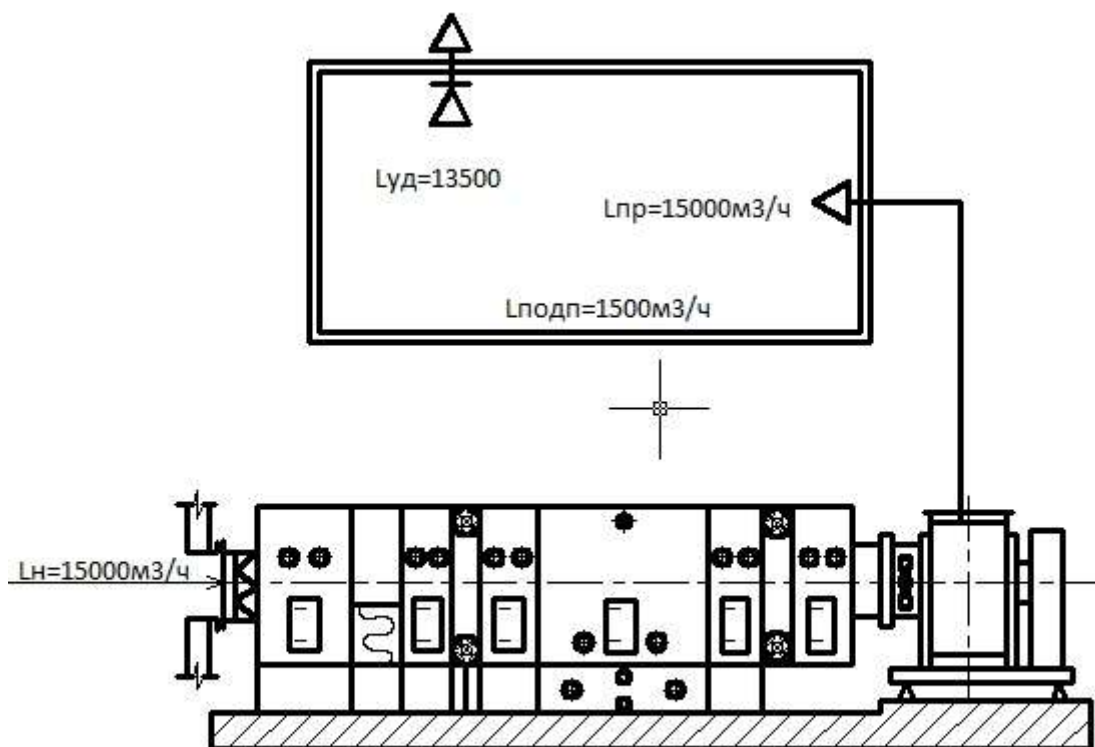
Параметры внутреннего воздуха (**точка В**):

$$t = 24^\circ\text{C}, J = 48 \text{ кДж/кг}, \phi = 52 \%, d = 9,4 \text{ г/кг}$$

Параметры приточного воздуха (**точка П**):

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t = 24 - 8 = 16^\circ\text{C}$$

$\Delta t$  – температурный перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха при подаче кондиционируемого воздуха сверху.



#### Построение процесса на i-d диаграмме

$t = 16^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 32,4$  кДж/кг,  $\phi = 57\%$ ,  $d = 6,4$  г/кг

Параметры точки П':

$t = 14,5^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 30,9$  кДж/кг,  $\phi = 63\%$ ,  $d = 6,4$  г/кг

Параметры точки О (оборудование):

$t = 8,2^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 24,5$  кДж/кг,  $\phi = 95\%$ ,  $d = 6,4$  г/кг

Охлаждающая мощность камер:

$$Q_{\text{охл}} = G_o \cdot (I_n - I_o) = 15000 \cdot 1,2 \cdot (67,5 - 24,5) = 774000 \text{ кДж} / \text{ч} = 215 \text{ кВт}$$

Мощность воздухоподогревателя 2 ступени:

$$Q_{\text{II}} = G_o (I_{\text{II}} - I_o) = 15000 \cdot 1,2 \cdot (30,9 - 24,5) = 115200 \text{ кДж} / \text{ч} = 32 \text{ кВт}$$

### 10. ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В КОНДИЦИОНЕРЕ В ХОЛОДНЫЙ ПЕРИОД

Величина углового коэффициента луча процесса  $\varepsilon$  в помещении:

$$\varepsilon = 10147 \text{ кДж/кг}$$

Через т. В, соответствующую заданному состоянию воздуха в помещении, проводим луч процесса в помещении  $\varepsilon$ . Для определения состояния приточного воздуха необходимо найти величину  $\Delta d$ :

$$\Delta d = \frac{W \cdot 10^3}{L_o \cdot \gamma} = \frac{22,2 \cdot 10^3}{15000 \cdot 1,2} = 1,2 \text{ г/кг}$$

Влагосодержание приточного воздуха  $d_{\text{II}} = d_{\text{В}} - \Delta d = 5,5 - 1,2 = 4,3$  г/кг. Проведя  $d = \text{const}$  до пересечения ее с лучом процесса в помещении, получим точку пересечения П, параметры которой определяют искомое состояние приточного воздуха при условии сохранения в зимний период количества вентиляционного воздуха, определяемого расчетом летнего режима. Пересечением линии  $d = \text{const}$  с кривой  $\phi = 95\%$  определяем т. О, параметры которой соответствуют состоянию воздуха, покидающего дождевое пространство. Затем проводя из т. О линию адиабаты  $I_o$

= const, а через т.Н линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере 1 ступени, на их пересечении находим т.К, параметры которой определяют состояние воздуха перед дождевым пространством.

Параметры наружного воздуха (**точка Н**):

$t = -3^{\circ}\text{C}$ ,  $J = -2,1$  кДж/кг,  $\phi = 10\%$ ,  $d = 0,4$  г/кг

Параметры внутреннего воздуха (**точка В**):

$t = 21^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 35$  кДж/кг,  $\phi = 35\%$ ,  $d = 5,5$  г/кг

Параметры приточного воздуха (**точка П**):

$t = 14^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 25,8$  кДж/кг,  $\phi = 45\%$ ,  $d = 4,3$  г/кг

Параметры **точки П'**:

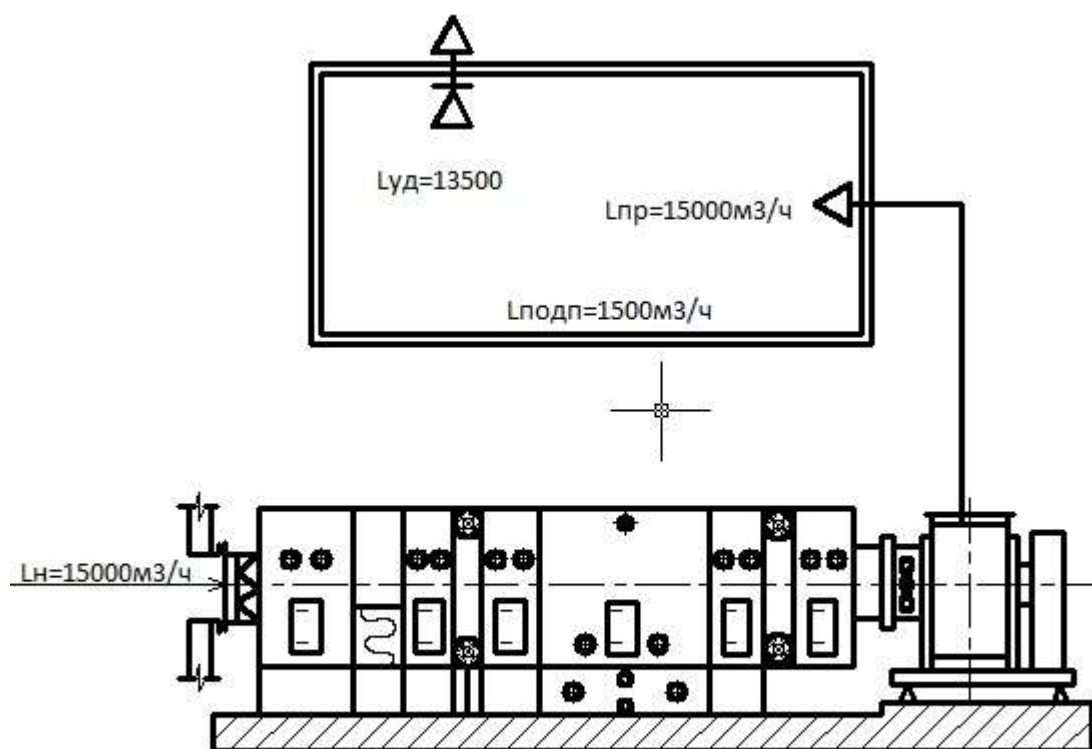
$t = 12,5^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 24,1$  кДж/кг,  $\phi = 45\%$ ,  $d = 4,3$  г/кг

Параметры **точки О**:

$t = 3,4^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 14,8$  кДж/кг,  $\phi = 95\%$ ,  $d = 4,3$  г/кг

Параметры **точки К**:

$t = 14^{\circ}\text{C}$ ,  $J = 14,8$  кДж/кг,  $\phi = 5\%$ ,  $d = 0,4$  г/кг



### Построение процесса на i-d диаграмме

Мощность воздухоподогревателя 1 ступени:

$$Q_I = G_O(I_K - I_H) = 15000 \cdot 1,2 \cdot (14,8 + 2,1) = 304200 \text{ кДж} / \text{ч} = 84,5 \text{ кВт}$$

Мощность воздухоподогревателя 2 ступени:

$$Q_{II} = G_O(I_{П'} - I_O) = 15000 \cdot 1,2 \cdot (24,1 - 14,8) = 167400 \text{ кДж} / \text{ч} = 46,5 \text{ кВт}$$

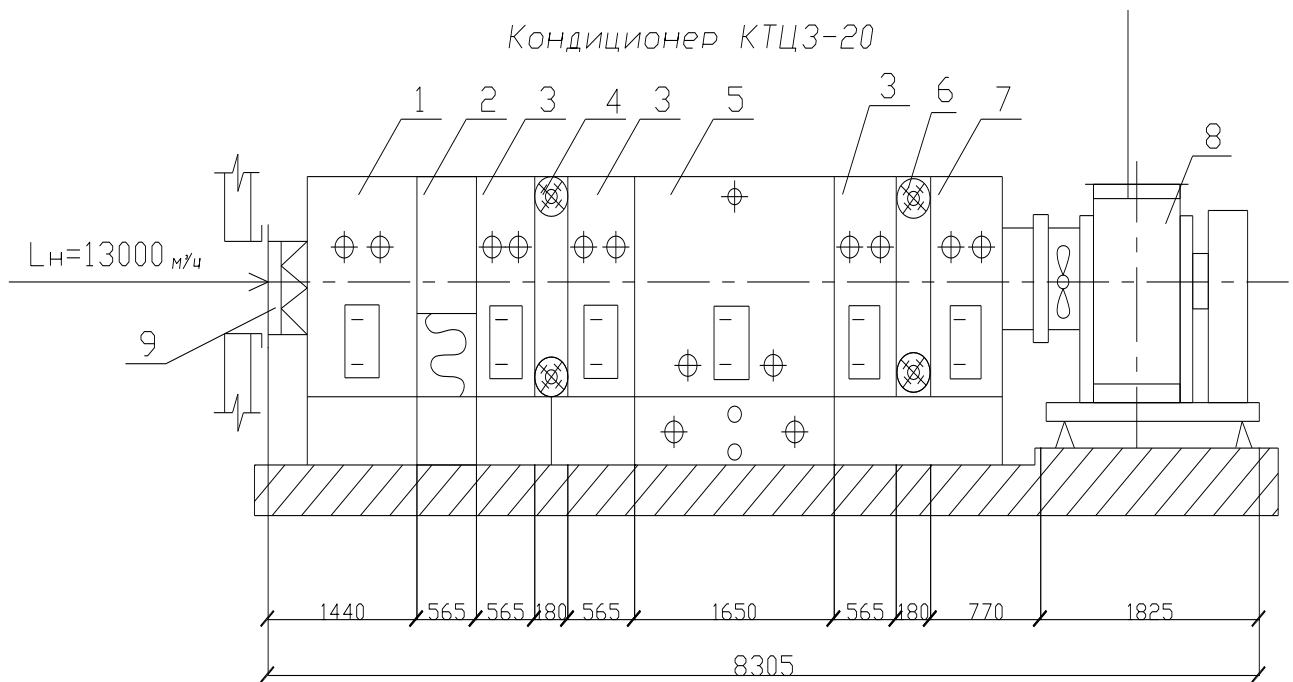
Количество испарившейся воды:

$$W = G_O(d_O - d_H) \cdot 10^{-3} = 15000 \cdot 1,2 \cdot (4,3 - 0,4) \cdot 10^{-3} = 70,2 \text{ кг} / \text{ч}$$

## 11. ПОДБОР И КОМПОНОВКА КОНДИЦИОНЕРА

Выбор кондиционера зависит от расхода вентиляционного воздуха  $L_Q = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Принимается кондиционер КТЦ3-20.



Компоновка кондиционера КТЦ3-20:

- 1 - блок приемный БСЭ1-3 02.51234;
- 2 - фильтр воздушный ФР1-3 02.21134;
- 3 - камера обслуживания КО-3 02.50004;
- 4 - воздухонагреватель I ступени ВН2-3 02.10214;
- 5 - камера орошения ОКФ-3 02.01304;
- 6 - воздухонагреватель II ступени ВН2-3 02.10214;
- 7 - блок присоединительный БП1-3 02.51234;
- 8 - вентиляторный агрегат 02.41234;
- 9 - клапан воздушный утепленный КЭ 0,5-3 03.33304

## 12. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

Исходные данные: кондиционер КТЦ3-20, ОКФ-3 двухрядная, исполнение 1,  $L_v = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_v = 19968 \text{ кг/ч}$

В теплый период года воздух обрабатывается по политропному процессу охлаждения и осушки воздуха.

На I-d диаграмме проводим луч до пересечения  $\psi = 100\%$ . Точка пересечения с  $\psi = 100\%$  имеет параметры  $t_{в}^{np} = 9,9^\circ\text{C}$ ,  $I_{в}^{np} = 23,9 \text{ кДж/кг}$ .

Коэффициент адиабатной эффективности  $E_a$  равен:

$$E_{al} = \frac{I_2 - I_1}{I_e^{np} - I_1} = \frac{24,5 - 48}{23,9 - 48} = 0,97$$

Находим коэффициент орошения  $B$  и энтальпийной эффективности  $E_{II}$  по приложению 3[7]:  $B = 2,4$ ;  $E_{II} = 0,67$

Относительный перепад температуры воздуха  $\theta$ :

$$\theta = \varepsilon \cdot c_\omega \cdot B \cdot \left( \frac{1}{E_{II}} - \frac{1}{E_{al}} \right) = 0,33 \cdot 4,187 \cdot 2,4 \cdot \left( \frac{1}{0,67} - \frac{1}{0,97} \right) = 1,52$$

Начальная температура воды  $t_{\omega 1}$ :

$$t_{\omega 1} = t_e^{np} + \frac{\theta}{c_\omega B} (I_2 - I_1) = 9,9 + \frac{1,52}{4,187 \cdot 2,4} (24,5 - 48) = 6,3^\circ\text{C}$$

Конечная температура воды  $t_{\omega 2}$ :

$$t_{\omega 2} = t_{\omega 1} - \frac{(I_2 - I_1)}{c_{\omega} B} = 6,3 - \frac{(24,5 - 48)}{4,187 \cdot 2,4} = 8,6^{\circ} C$$

Расход разбрызгиваемой воды  $G_{\omega}$ :

$$G_{\omega} = B \cdot G_{np} = 2,4 \cdot 19968 = 47923 \text{ кг} / \text{ч}$$

Расход воды на одну форсунку:  $g_{\phi} = G_{\omega} / n = 47923 / 135 = 355 \text{ кг} / \text{ч}$ .

Потери давления в ОКФ по воде  $\Delta P_{\omega}$  из приложения 4[7]  $\Delta P_{\omega} = 60 \text{ кПа}$ .

Соппротивление камеры по воздуху принимают из [5]  $\Delta P_a = 120 \text{ Па}$ .

В холодный период года воздух обрабатывается по адиабатному режиму обработки воздуха.

Коэффициент адиабатной эффективности  $E_a$  равен:

$$E_a = 1 - \frac{t_2 - t_m}{t_1 - t_m} = 1 - \frac{3,4 - 5,5}{14 - 5,5} = 0,76$$

Находим коэффициент орошения воздуха  $B$  по приложению 3[7]:  $B = 1,98$ ;

Расход разбрызгиваемой воды  $G_{\omega}$ :

$$G_{\omega} = B \cdot G_{np} = 1,98 \cdot 19968 = 39537 \text{ кг} / \text{ч}$$

Потери давления в ОКФ по воде  $\Delta P_{\omega}$  из приложения 4[7]  $\Delta P_{\omega} = 53 \text{ кПа}$ .

Соппротивление камеры по воздуху принимают из [5]  $\Delta P_a = 120 \text{ Па}$ .

### 13. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛА ВОЗДУХОЗАБОРА

Количество приточного наружного воздуха:

$$L_n = 15000 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Определяем площадь сечения жалюзийных решеток:

$$f_{\text{ж.р.}} = \frac{L_n}{9 \cdot 3600} = \frac{15000}{5 \cdot 3600} = 0,833 \text{ м}^2$$

$9 = 5 \text{ м} / \text{с}$  - скорость движения воздуха в шахте;

$$n = \frac{F_{\text{реш}}}{f_{\text{ж.с.}}} = \frac{0,833}{0,092} = 9 \text{ решеток}$$

Принимаем 9 решеток **СТД 5291 225\*580** с  $f_{\text{ж.с.}} = 0,092 \text{ м}^2$ . Принимаем 3-х стороннюю установку в блоки  $3*1 \text{ А*Б} = 1350*580(\text{h})\text{мм}$ . Коэффициент местного сопротивления  $\zeta = 1,2$ .

Определим площадь сечения шахты:

$$F_{\text{ш}} = \frac{L_n}{3600 \cdot 6} = \frac{15000}{3600 \cdot 6} = 0,7 \text{ м}^2$$

Определим фактическую скорость через решетки и в вентиляционной шахте:

$$f_{\text{ж.с.}} = 0,092 \times 9 = 0,828 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{ш}} = 0,7 \text{ м}^2$$

$$v_{\text{реш}} = \frac{15000}{3600 \cdot 0,828} = 5 \leq 6 \text{ м} / \text{с}$$

$$v_{\text{ш}} = \frac{15000}{3600 \cdot 0,7} = 5,9 \leq 6 \text{ м} / \text{с}$$

### 14. ВЫБОР СХЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ ВОЗДУХООБМЕНА

При выборе схемы организации воздухообмена руководствуемся рекомендациями. В нашем случае принимаем схему подачи кондиционируемого воздуха с верхней зоны и удалением его наружу через отверстия в потолке с помощью крышных вентиляторов.

Приточные отверстия для подачи воздуха располагаются на высоте более 6 метров от пола. Приточный воздуховод расположен над подвесным потолком.

### Выбор воздухоораспределителя

При данной схеме воздухообмена в качестве воздухоораспределителя рекомендуется применять решётки веерного типа РВ.

Количество приточного воздуха:  $L_{пр} = 15000 \text{ м}^3/\text{ч}$  распределяется на 6 потоков  $15000/6=2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Определяем площадь сечения жалюзийных решеток:

$$f_{ж.р.} = \frac{L_{пр}}{V \cdot 3600} = \frac{2500}{3 \cdot 3600} = 0,23 \text{ м}^2$$

$v = 3 \text{ м/с}$  - скорость движения воздуха в решётке;

$$n = \frac{F_{реш}}{f_{ж.с.}} = \frac{0,23}{0,14096} = 1,64 = 2 \text{ решетки}$$

Принимаем 2 решетки РВ-1 400×500,  $f_{ж.с.} = 0,14006 \text{ м}^2$ ,  $\xi=1,3$

Определим фактическую скорость воздуха через решетки:

$$f_{ж.с.} = 0,14006 \times 2 = 0,28 \text{ м}^2$$

$$v_{реш} = \frac{2500}{3600 \times 0,28} = 2,48 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с}$$

## 15. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Согласно выбранной схеме организации воздухообмена составляем трассировку воздуховодов.

Требуемое давление определяют из расчета воздуховодов по предварительно выбранным скоростям движения воздуха. В общественных зданиях рекомендуются следующие скорости движения воздуха:

- магистральные – до 8 м/с
- ответвления – до 5 м/с

Суммарные потери давления, Па, в сети воздуховодов определяется как сумма потерь давления на трение и местные сопротивления:

$$P = \sum (R \cdot l + Z),$$

где  $R$  – потери давления на трение на 1 м длины воздуховода;

$Z$  – потери давления на местные сопротивления на расчетном участке воздуховода.

Потери давления на местные сопротивления определяются по следующей формуле:

$$Z = \sum \xi \cdot P_d,$$

где  $\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке.

Значения коэффициентов местных сопротивлений различных деталей воздуховодов приведены в справочной литературе [6 или 13].

Невязка потерь давления в местах ответвлений должна быть не более 10 %, в противном случае устанавливаются диафрагмы

Расчет сведем в таблицу №3

Расчет местных сопротивлений

№ участка	Вид местного сопротивления		$\zeta$	Кол-во	$\sum \zeta$
1	2		3	4	5
1	решетка		1,3	1	

	тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,94$ $L_o/L_c = 0,5$	0,33	1	1,63
2	решетка		1,3	1	4
	тройник на ответвление	$f_o/f_c = 0,8$ $L_o/L_c = 0,5$	2,7	1	
3	тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,5$ $L_o/L_c = 0,25$	0,3	2	0,6
4	Тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,83$ $L_o/L_c = 0,16$	0,1925	2	0,385
5	отвод 90°		0,42	7	2,94
6	решетка		1,3	1	1,63
	тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,94$ $L_o/L_c = 0,5$	0,33	1	
7	решетка		1,3	1	4
	тройник на ответвление	$f_o/f_c = 0,8$ $L_o/L_c = 0,5$	2,7	1	
8	решетка		1,3	1	1,63
	тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,94$ $L_o/L_c = 0,5$	0,33	1	
9	решетка		1,3	1	4,25
	Тройник на ответвление	$f_o/f_c = 0,4$ $L_o/L_c = 0,25$	2,95	1	
10	решетка		1,3	1	1,63
	Тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,94$ $L_o/L_c = 0,5$	0,33	1	
11	решетка		1,3	1	7,2
	Тройник на ответвление	$f_o/f_c = 0,33$ $L_o/L_c = 0,16$	5,9	1	
12	решетка		1,3	1	1,63
	Тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,94$ $L_o/L_c = 0,5$	0,33	1	
13	решетка		1,3	1	4,25
	Тройник на ответвление	$f_o/f_c = 0,4$ $L_o/L_c = 0,25$	2,95	1	
14	решетка		1,3	1	1,63
	Тройник на проход	$f_{\Pi}/f_c = 0,94$ $L_o/L_c = 0,5$	0,33	1	
15	решетка		1,3	1	7,2
	Тройник на ответвление	$f_o/f_c = 0,33$ $L_o/L_c = 0,16$	5,9	1	





## 16. ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА

Вентилятор подбирают по L и по  $\Delta P + 10\%$  системы. Потери давления в системе равны потерям давления по магистрали, состоящие из потерь давления на всех последовательно расположенных участках, составляющих магистраль, и потерь давления в оборудовании:

$$\Delta P = 1,1 \cdot (\sum (R \cdot l + Z) + \sum \Delta P_{об}), \text{Па}$$

$\Delta P_{об}$  - аэродинамическое сопротивление оборудования:

- воздухонагреватель 1 степени **63 Па**
- воздухонагреватель 2 степени **37 Па**
- фильтр ФР1-3 **100 Па**
- камера орошения ОКФ-3 **120 Па**
- клапан воздушный утепленный КВУ **25 Па**

$$63 + 37 + 100 + 120 + 25 = \mathbf{345 \text{ Па}}$$

$$\Delta P = 1,1 \cdot (\sum (R \cdot l + Z) + \sum \Delta P_{об}) = (291,76 + 345) = 636,76 \text{ Па}$$

$$L = \mathbf{15000 \text{ м}^3/\text{ч}}$$

Вентилятор **02.41234**: N = 1030 об/мин,  $\eta = 79\%$ ,

Двигатель 4A132S4, Мощность 7,5 кВт, частота вращения  $n_{дв} = 1030$  об/мин,

Масса вентилятора с двигателем: m = 620 кг

Для удаления воздуха из помещения применяем крышные вентиляторы. Так как вентилятор устанавливается непосредственно на крышу (без сети воздуховодов), то принимаем к установке осевой стальной крышный вентилятор ТКВ 630 Т6 со следующими характеристиками:

- максимальная производительность вентилятора при работе без сети воздуховодов -  $5800 \text{ м}^3/\text{ч}$
- потребляемая мощность – 1,1 кВт

$$\text{Количество устанавливаемых вентиляторов: } n = \frac{L_{уд}}{L_в} = \frac{13500}{5800} = 2,3 \approx 2$$

Оставшийся воздух ( $13500 - 2 \times 5800 = 1900 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) удаляем естественной вытяжкой.

Расчётное гравитационное давление:

$$P_{гр} = h \times g \times (\gamma_n - \gamma_v) = 2,5 \times 9,81 \times (1,27 - 1,20) = 2,61 \text{ Па},$$

где  $\gamma_n, \gamma_v$  – удельный вес наружного и внутреннего воздуха

$$\gamma_n = 353 / (273 + t_n) = 353 / (273 + 5) = 1,27 \text{ кг/м}^3$$

$$\gamma_v = 353 / (273 + t_v) = 353 / (273 + 18) = 1,20 \text{ кг/м}^3$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2 \text{ – ускорение свободного падения}$$

h – длина канала, м

Расчёт располагаемого давления сводится в таблицу №4

№ уч-ка	Расход в-ха L, $\text{м}^3/\text{ч}$	Длина уч-ка l, м	Фактич. скорость $V_{ф}$ , м/с	Сечение воздуховода		Потери давления R, Па/м	Коэфф. потерь на трен., n	Потери давл. на трен., $R \times l \times n$ , Па	$\Sigma \xi$	$H_{д}$ , Па	$Z = H_{д} \times \Sigma \xi$ , Па	$R \times l + Z$ , Па	
				d, мм	F, $\text{м}^2$							на уч-ке	сумма потерь давл.
1	2	3	4	5	6	8	9	10	11	12	13	14	15
1	1900	3,8	0,8	800	0,50	0,0106	1	0,04	1,85	0,4	0,74	0,78	0,78

$2,61 > 0,78$  – принимаем вытяжное отверстие в потолке  $\varnothing 800 \text{ мм}$

## 17. ПОДБОР ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Общим конструктивным признаком поверхностных теплообменников является наличие непроницаемой для газа и жидкости разделительной, стенки между кондиционируемым воздухом и тепло- или холодоносителем.

В конструкциях центральных УКВ в поверхностных теплообменниках используются биметаллические накатные трубки. При их изготовлении на стальную трубку насаживают толстостенную алюминиевую трубу и на станке выдавливают ребра из наружной стенки алюминиевой трубки. Вес фасадное сечение теплообменников заполнено оребренными трубками, а требуемая номинальная производительность достигается соответствующей сборкой базовых теплообменников.

При использовании обводного воздушного канала применяются воздухонагреватели, у которых только часть фасадного сечения заполнена оребренными трубками, а в верхней части расположен многостворчатый воздушный клапан. Привод створок воздушного клапана осуществляется от пневматических или электрических исполнительных механизмов.

Общим признаком контактных аппаратов является тепловлажностная обработка воздуха в условиях непосредственного контакта с поверхностью воды или водного раствора.

Контактные аппараты в виде камер орошения остаются до настоящего времени основным видом оборудования для политропической и адиабатной обработки воздуха. В камерах орошения вследствие разбрызгивания воды в виде мелких капель создается большая площадь поверхности контакта между воздухом и водой.

В методическом указании даны порядок расчета и подбора тепломассообменного оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Данное методическое указание является продолжением.

### I. Расчет и подбор воздухонагревателей

Все основные параметры и характеристики базовых воздухонагревателей (Ш, ВНО) приведены в [1,7] .

Массовая скорость Движения воздуха  $V_p$ , кг/(м<sup>2</sup>·с) определяется по формуле;

$$V_p = G_b / (3600 \cdot f_b) \quad (I.1)$$

где

$G_b$  – расход воздуха через сечение теплообменников, кг/ч;

$f_b$  - площадь сечения для прохода воздуха, м<sup>2</sup>

Площадь живого сечения  $f_b$  принимают по таблицам [1,7].

Следует помнить, что базовые теплообменники типовых кондиционеров имеют строго определенные типоразмеры по высоте (прил.2 [7]). При расчете варьируется только количество рядов трубок воздухонагревателя (1 - рядный, 1,5 - рядный или 2 - рядный)»

Массовая скорость должна быть в пределах  $V_p = 4 \div 12$  кг/(м<sup>2</sup>·с)

Скорость течения воды  $W$ , м/с, вычисляется по зависимости:

$$W_p = G_w / (3600 \cdot 1000 \cdot f_{тр}) \quad (I.2)$$

где

$G_w$  - расход воды через теплообменники, кг/ч;

$f_{тр}$  - площадь сечения для прохода воды, м<sup>2</sup>.

Скорость течения -воды в трубах ограничивается значениями:  $W_p = 0,15 \div 0,30$  м/с.

Расход теплоносителя через воздухонагреватель определяется по выражению:

$$G_w = \frac{Q}{c_w \cdot (t_{w1} - t_{w2}) \cdot 1,163} \quad , \text{ кг/ч} \quad (I.3)$$

Здесь теплоемкость воды,  $C_w = 1$  ккал/(кг·°С).

Нагревание воздуха в воздухонагревателе оценивается температурным показателем:

$$\theta_a = (t_2 - t_1) / (t_{w1} - t_1) \quad (1.4)$$

Поскольку нагревание воздуха происходит при постоянном влагосодержании, справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$G_a \cdot c_a (t_2 - t_1) = G_w \cdot c_w (t_{w1} - t_{w2}) \quad (1.5)$$

В приложении 2 представлена таблица для нахождения показателя  $Q_i$  при противоточной схеме движения воздуха и вода в зависимости от гидравлического показателя

$$X = G_a \cdot c_a / (G_w \cdot c_w)$$

и модифицированного критерия  $F'_{0a}$  вычисленного по формуле:

$$F'_{0a} = K F / (G_{ai} c_{ai}) \quad (1.6)$$

где

$K$  - опытное значение коэффициента теплопередачи конкретной конструкции воздухонагревателя, Вт/(м<sup>2</sup> · °С) прил.1

$F$  - площадь поверхности воздухонагревателя, м<sup>2</sup>[7];

$G_{ai}$  - массовый секундный расход воздуха через воздухонагреватель, кг/с;

$G_b$  - удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С).

Требуемая площадь поверхности воздухонагревателей равна:

$$F_p = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}) \quad , \text{ м}^2 \quad (1.7)$$

где  $\Delta t_{cp}$  - средний арифметический температурный напор, °С\*

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - \frac{t_n + t_a}{2} \quad (1.8)$$

Как правило, после анализа на J - d - диаграмме режимов работы СКВ известными для расчета воздухонагревателей являются расход воздуха, а также начальные и конечные параметры нагреваемого воздуха. Горячая вода от центрального источника и ее начальная температура определяются соответствующим температурным графиком регулирования работы сети теплоснабжения в холодное время года. В теплое время года зональные воздухонагреватели питаются горячей водой» подаваемой по графику горячего водоснабжения.

Пример. В холодный период года смесь наружного и рециркуляционного воздуха с расходом 36000 кг/ч температурой  $t_c = -3^\circ\text{C}$  и влагосодержанием  $d_c = 1,4\text{ г/кг}$  нагревается в воздухонагревателе I ступени до энтальпии режима адиабатного увлажнения  $J_0 = 4,84$  ккал/кг. В воздухонагреватель от теплосети поступает горячая вода с температурой  $115^\circ\text{C}$ . Требуется определить конструкцию воздухонагревателя и режим его работы.

Решение. Построением на J - d - диаграмме в месте пересечения линий  $J_0$  и  $d_c$  находим требуемую температуру воздуха после воздухонагревателя I ступени  $t_k = 18^\circ\text{C}$ . Определяем требуемое количество теплоты на нагревание воздуха:

$$Q = 0,278 \cdot G_a \cdot c_a (t_k - t_n)$$

$$Q = 0,278 \cdot 36000 \cdot 1 (18 + 3) = 210168 \text{ Вт},$$

Температура обратной воды после воздухонагревателя по условиям работ теплосети не может быть выше  $70^\circ\text{C}$ . Исходя из допустимого перепада температур по горячей воде находим ее расход (1.3):

$$G_w = \frac{Q}{c_w (t_{w1} - t_{w2})} = \frac{210168}{(115 - 70) \cdot 4,163} = 4016 \text{ кг/ч}$$

Вычисляем средний арифметический температурный шпор в воздухонагревателе 1

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - \frac{t_n + t_a}{2}$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(115 + 70)}{2} - \frac{(-3 + 18)}{2} = 85^\circ.$$

Учитывая малую степень нагревания, воздуха и большой температурный напор» первоначально оцениваем возможность применения для кондиционера КГЦЗ-31,5

наименьшего воздухонагревателя с регулированием по воде. По [7] находим что однорядный воздухонагреватель имеет площадь наружной поверхности 60,4 м<sup>2</sup>, площадь живого сечения для прохода воздуха 1,441 м<sup>2</sup> состоит из одного двухметрового базового теплообменника. Но [7] площадь сечения для прохода воды в однорядном базовом «теплообменнике» составляют 0,00148 м<sup>2</sup>.

По формуле (I.1) вычисляем массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя

По формуле (I.2) находим скорость течения вода в трубках:

$$w = 4016 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,00148) = 0,75 \text{ м/с.}$$

Полученное значение скорости воды больше верхнего предела рекомендуемого оптимального значения 0,3 м/с для режимов нагревания. При массовой скорости движения

воздуха

$$v_p = 6,94 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

и верхнем значении скорости воды

$$w = 0,3 \text{ м/с}$$

для режимов нагревания по

прил.1 находим значение коэффициента теплопередачи в однорядном теплообменнике

$$K = 37,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Определяем требуемую площадь поверхности воздухонагревателя:

$$F = Q / (K \Delta t)$$

$$F = 210168 / (85 \times 37,1) = 66,6 \text{ м}^2.$$

что больше располагаемой площади поверхности 60,4 м<sup>2</sup> в однорядном теплообменнике.

Принимаем двухрядный теплообменник со следующим конструктивными показателями: наружная поверхность 120,8 м<sup>2</sup>, площадь живого сечения для прохода воздуха 1,441 м<sup>2</sup>; площадь живого сечения для прохода вода по [7] равна 0,00296 м<sup>2</sup>. Скорость течения воды  $W = 4016 / (3600 \times 1000 \times 0,00296) = 0,377 \text{ м/с}$ , что близко к оптимальному значению 0,3 м/с. Массовая скорость движения воздуха такая же, как и в однорядном теплообменнике. По [7] при  $V_p = 6,94 \text{ кг/(м} \cdot \text{с)}$  и  $W = 0,3 \text{ м/с}$  для двухрядного воздухонагревателя находим:  $K = 34,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ . Вычисляем требуемую площадь поверхности воздухонагревателя  $F_p = 210168 / (85 \times 34,3) = 72,09 \text{ м}^2$ , что меньше располагаемой площади поверхности 120,8 м<sup>2</sup>.

Вычисляем располагавши запас:

$$\frac{F_k - F_p}{F_p} = \frac{120,8 - 72,09}{72,09} \cdot 100 = 67,6 \%$$

Запас в площади поверхности велик. Обычно допускается запас до 10 % следовательно, необходимо его уменьшить. Снижение запаса в площади поверхности воздухонагревателя может быть достигнуто следующими способами: увеличением степени нагревания воздуха в воздухонагревателе; снижением начальной температуры горячей воды; уменьшением расхода горячей воды через теплообменник.

Принимаем условие, что для нашего случая построением на J – d диаграмме уже установлен верхний предел нагревания воздуха в воздухонагревателе I ступени до

$$J_0 = 4,84 \text{ ккал/кг (} t_k = 18 \text{ °C)}$$

и дальнейшее увеличение нагревания нецелесообразно.

Снижение начальной температуры горячей воды невозможны,

так как вода поступает из теплосети с центральным регулированием ее температуры.

Оценим возможность снижения расхода горячей воды до нижней границы оптимальных значений скорости движения воды 0,15 м/с. По прил.1 находим, что при  $W = 0,15 \text{ м/с}$  и  $\nu \cdot \rho = 6,94 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$

коэффициент теплопередачи  $K = 31,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ .

По формуле (1.6) вычисляем достигаемый показатель:

$$F_{0,8}' = 31,2 \times 120,8 / (10 \times 1005) = 0,375$$

$$G_{8,1} = \frac{G_8}{3600} = \frac{36000}{3600} = 10 \text{ кг/с}$$

$$C_8 = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}.$$

По формуле (1.4) определяем температурный показатель:

$$\theta_t = (18 + 3) / (115 + 3) = 0,177.$$

По приложению 2 при

$$\theta_t = 0,177 \text{ и } F_{0,8}' = 0,375$$

находим требуемое значение показателя  $W = 3,6$ . Из преобразованного выражения для показателя  $W$  вычисляем требуемый расход горячей воды:

$$G_{wr} = G_8 \cdot C_8 / (W \cdot C_w) = 36000 \times 1 / (3,6 \times 4,19) = 2387 \text{ кг/ч},$$

$$C_w = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}, \quad C_8 = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}.$$

Скорость воды в трубах составит

$W = 2387 / (3600 \times 1000 \times 0,00296) = 0,22 \text{ м/с}$ , что соответствует оптимальной области и близко к принятому значению; дальнейших уточнений не проводим.

Из преобразованного уравнения теплового баланса (1.5) находим конечную температуру горячей воды:  $tw_2 = 115 - 3,6 \times 210168 / (2387 \times 4,19) = 39,4 \text{ °C}$ .

Полученное значение конечной температуры воды вполне допустимо и выше  $25 \text{ °C}$ , являющихся нижним пределом по условиям предохранения от замерзания воды в трубах теплообменников I подогрева. Аэродинамическое сопротивление двухрядного воздухонагревателя находим

$$\text{Но [7]: } P_{aH} = 83 \text{ Па}.$$

Примеры расчета воздухонагревателей приведены в [3, 4, 6].

Порядок расчета и подбор калориферов (КВС, КВБ, КСК) для систем вентиляции [3, 6] аналогичен расчету воздухонагревателей.

Расход воды  $G_w$  определяется с учетом числа калориферов, параллельно включенных по теплоносителю  $n$ :

$$G_{wr} = \frac{Q}{c_w \cdot (t_{wr1} - t_{wr2}) \cdot n \cdot 1,163} \quad (1.9)$$

## 2. Расчет камер орошения ОКФ-3

В настоящее время известен ряд методов теплового расчета форсуночных камер как чисто аналитических, так и базирующихся на проведенных экспериментальных исследованиях камер.

Режим работы оросительных камер в теплый и холодный периоды года резко отличаются. Характерным для теплого периода года является политропный процесс охлаждения и осушки (увлажнения) воздуха.

В холодный период года происходит изоэнтальпийное увлажнение и охлаждение воздуха, поступающего в камеру.

Для политропных процессов и при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду уравнение теплового баланса оросительной камеры имеет вид:

$$G_8 \cdot (t_1 - t_2) = c_w \cdot G_w \cdot (t_{wr1} - t_{wr2}) \quad (2.1)$$

откуда

$$B = \frac{G_w}{G_a} = \frac{J_1 - J_2}{c_w(t_{w1} - t_{w2})} \quad (2.2)$$

где  $C_w$ - удельная теплоемкость воды, кДж/(кгК);

$G_a$  - количество воздуха, проходящее через камеру орошения, кг/ч;

$G_w$ - расход воды через форсунки, кг/ч;  $J_1$  и  $J_2$  - начальная и конечная энтальпия обрабатываемого воздуха. Конечную температуру воды определяют из уравнения теплового баланса камеры (2.9).

При изоэнтальпийном процессе охлаждения (а увлажнения) воздуха из уравнения (2.5) определяют  $E_a$  и затем по таблице находят коэффициент орошения  $B$ .

Далее, как указано выше, находят

$$G_w, g_r \text{ и } \Delta R_r$$

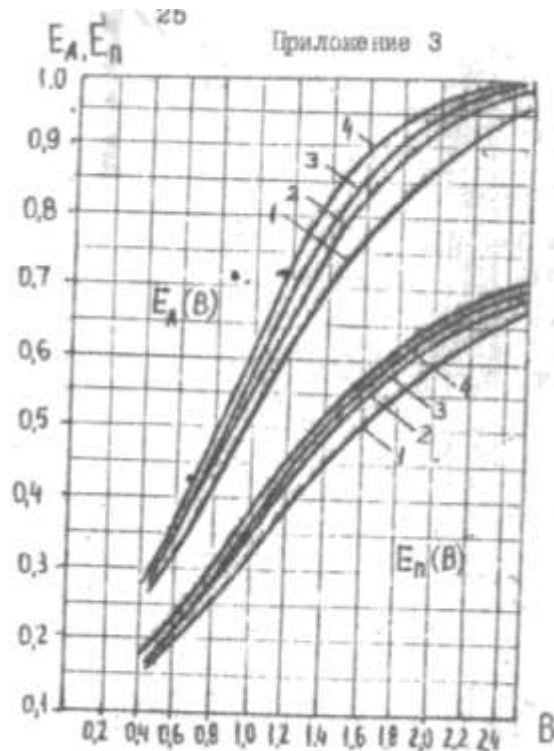


Рис. П I. Зависимость  $E_n(B)$  и  $E_a(B)$  для двухрядных камер орошения ОКФ-3 (исполнение I и 2) кондиционеров:

- 1 - КТЦ 3-Ю исп. 2 ; КТЦ 3-20 исп. 2.
- 2 - КТЦ 3-20 исп. I; КТЦ 3-63 исп. 2; КТЦ 3-80 исп.2;  
КТЦ 3-125 исп. 2; КТЦ 3-160 исп. 2 ;  
КТЦ 3-250 исп. 2
- 3 - КТЦ 3 -10 исп. I ; КТЦ 3-31,5 исп. 2 ;  
КТЦ 3-63 исп. I ; КТЦ 3-80 исп. I КТЦ 3-40 исп. 2  
КТЦ 3-125 исп. 1; КТЦ 3-160 исп. I;  
КТЦ 3-200 исп. 2 ; КТЦ 3-250 исп.
- 4 - КТЦ 3-31,5 исп. I ; КТЦ 3-40 исп. I ; НТЦ3-200 исп. I.

Приложение 1  
Теплотехнические характеристики воздухонагревателей  
ВН и ВНО кондиционеров КТЦЗ

Число рядов	Скорость движения воды $w$ , м/с	Коэффициент теплопередачи $K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C), при массовой скорости движения воздуха $v \cdot \rho$ , кг/(м <sup>2</sup> ·с)											
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	10	11	12
I	0,15	26	29,08	31,68	34,2	36,5	38,6	40,7	42,6	44,5	42,6	44,5	46,2
I	0,2	26,87	30,0	32,88	35,5	37,8	40,1	42,2	44,2	46,2	44,2	46,2	48,2
	0,25	27,76	31,07	33,85	36,5	39,0	41,3	43,5	45,6	47,5	45,6	47,5	49,5
	0,3	28,43	31,71	34,67	37,4	40,0	42,3	44,5	46,7	48,7	46,7	48,7	50,7
	0,15	25,15	27,8	30,62	32,9	35,1	37,1	39,1	41,1	42,8	41,1	42,8	44,4
I,5	0,2	25,95	28,9	31,6	34,0	36,3	38,5	40,5	42,5	44,4	42,5	44,4	46,4
	0,25	26,71	29,6	32,56	35,1	37,4	39,7	41,8	43,8	45,7	43,8	45,7	47,7
	0,3	27,33	30,45	33,3	35,9	38,3	40,6	42,7	44,9	46,8	44,9	46,8	48,8
	0,15	24,03	26,8	29,3	31,6	33,7	35,7	37,6	39,5	41,1	39,5	41,1	42,7
2	0,2	24,948	27,8	30,4	32,8	35	37,1	39	40,9	42,7	40,9	42,7	44,4
	0,25	25,682	28,5	31,3	33,8	36,9	38,2	40,2	42,1	44	42,1	44	45,8
	0,3	26,296	29,34	32	34,6	36,9	39,12	41,2	43,2	45	43,2	45	46,8
	0,15	24,03	26,8	29,3	31,6	33,7	35,7	37,6	39,5	41,1	39,5	41,1	42,7



Приложение 2  
Зависимость гидравлического показателя  $W_r$  от критерия  
 $Fo_B$  и показателя  $\theta_t$  в противоточном теплообменнике

$\theta_B$	Гидравлический показатель $W_r = G_B \cdot c_B / (G_w \cdot c_w)$										при показателе $\theta_t$		
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65 0,7 0,75
0,1	5,0	0,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,2	-	5,0	1,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,3	-	-	4,0	1,5	0,1	-	-	-	-	-	-	-	-
0,4	-	-	5,0	3,0	1,5	0,6	-	-	-	-	-	-	-
0,6	-	-	-	4,5	3,2	2,3	1,3	0,6	0,1	-	-	-	-
0,8	-	-	-	4,8	3,7	2,75	2,0	1,4	0,9	0,4	0,1	-	-
1,0	-	-	-	5,0	3,8	3,0	2,2	1,7	1,3	0,96	0,58	0,2	-
1,2	-	-	-	5,0	3,9	3,2	2,6	2,1	1,7	1,2	0,95	0,62	0,25 -
1,4	-	-	-	5,0	4,0	3,25	2,65	2,25	1,8	1,5	1,2	0,9	0,6 0,25 -
1,6	-	-	-	5,0	4,0	3,3	2,7	2,3	2,0	1,65	1,3	1,1	0,92 0,55 0,2
1,8	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,8	2,4	2,1	1,75	1,4	1,2	0,95 0,7 0,45
2,0	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,85	2,42	2,13	1,6	1,55	1,3	1,1 0,85 0,6

23

Продолжение прилож. 2

$F_{0g}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
2,2	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,87	2,45	2,15	1,9	1,6	1,35	1,2	0,93	0,7
2,4	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,9	2,48	2,18	1,92	1,65	1,4	1,25	1,0	0,8
2,6	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,9	2,49	2,21	1,94	1,7	1,45	1,27	1,1	0,85
2,8	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,9	2,5	2,22	1,95	1,72	1,5	1,3	1,2	0,95
3,0	-	-	-	5,0	4,0	3,35	2,9	2,5	2,22	1,96	1,73	1,52	1,42	1,27	1,0

$F_{0g}$	0,8	0,85	$F_{0g}'$	0,8	0,85	$F_{0g}'$	0,8	0,85
0,1	-	-	1,0	-	-	2,2	0,5	0,2
0,2	-	-	1,2	-	-	2,4	0,6	0,3
0,3	-	-	1,4	-	-	2,6	0,65	0,48
0,4	-	-	1,6	-	-	2,8	0,75	0,55
0,5	-	-	1,8	0,15	-	3,0	0,8	0,61
0,8	-	-	2,0	0,3	-			

Примечание:

при  $F_{0g}' = 0$  и $\theta_t = 0$ значения  $W_r = 0$ .

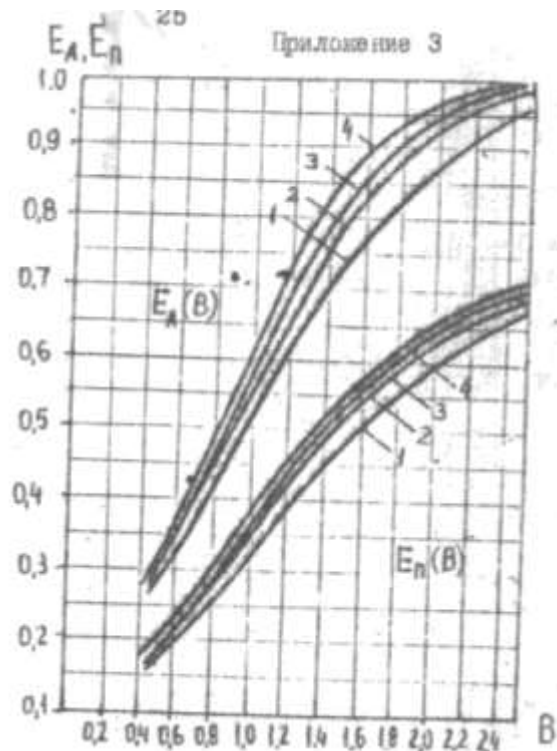


Рис. П I. Зависимость  $E_n(\theta)$  и  $E_A(\theta)$  для двухрядных камер орошения ОКФ-3 (исполнение I и 2) кондиционеров:

- 1 - КТЦ 3-Ю исп. 2 ; КТЦ 3-20 исп. 2.
- 2 - КТЦ 3-20 исп. I; КТЦ 3-63 исп. 2; КТЦ 3-80 исп.2;  
КТЦ 3-125 исп. 2; КТЦ 3-160 исп. 2 ;  
КТЦ 3-250 исп. 2
- 3 - КТЦ 3 -10 исп. I ; КТЦ 3-31,5 исп. 2 ;  
КТЦ 3-63 исп. I ; КТЦ 3-80 исп. I КТЦ 3-40 исп. 2  
КТЦ 3-125 исп. 1; КТЦ 3-160 исп. I;  
КТЦ 3-200 исп. 2 ; КТЦ 3-250 исп.
- 4 - КТЦ 3-31,5 исп. I ; КТЦ 3-40 исп. I ; КТЦ 3-200 исп. I.

## Продолжение приложения 3

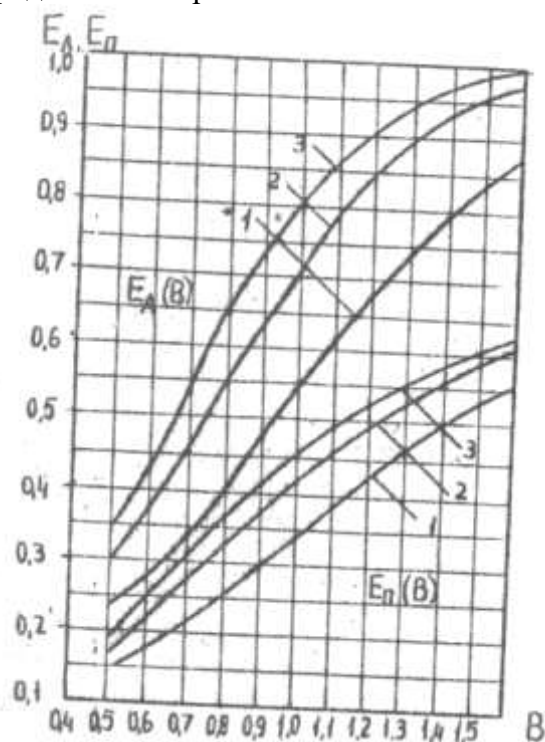


Рис. П 2. Зависимость  $E_A(B)$  и  $E_n(B)$  для однорядных прямоточных камер орошения ОКФ-3 (исполнение 1 и 2) кондиционеров:

- 1 – КТЦ 3-10 исп. 2 ; КТЦ 3-20 исп.2
- 2 - КТЦ 3-31, 5 исп.2; КТЦ 3-40 исп.2;  
КТЦ 3-36 исп.2; КТЦ 3-80 исп.2
- 3 – КТЦ 3-125 исп.2; КТЦ 3-160 исп.2;  
КТЦ 3-200 исп.2; КТЦ 3-250 исп.2

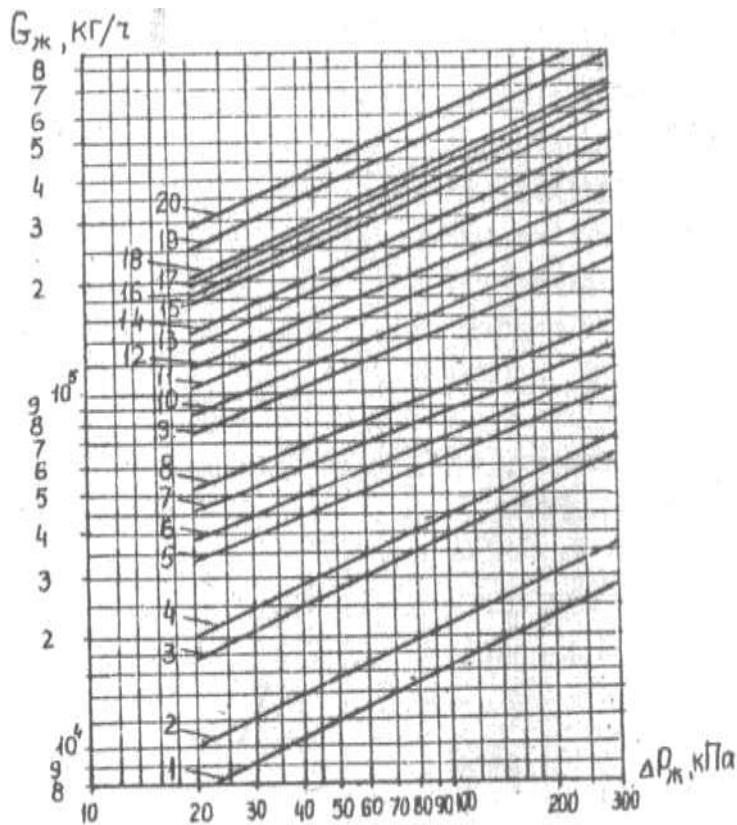
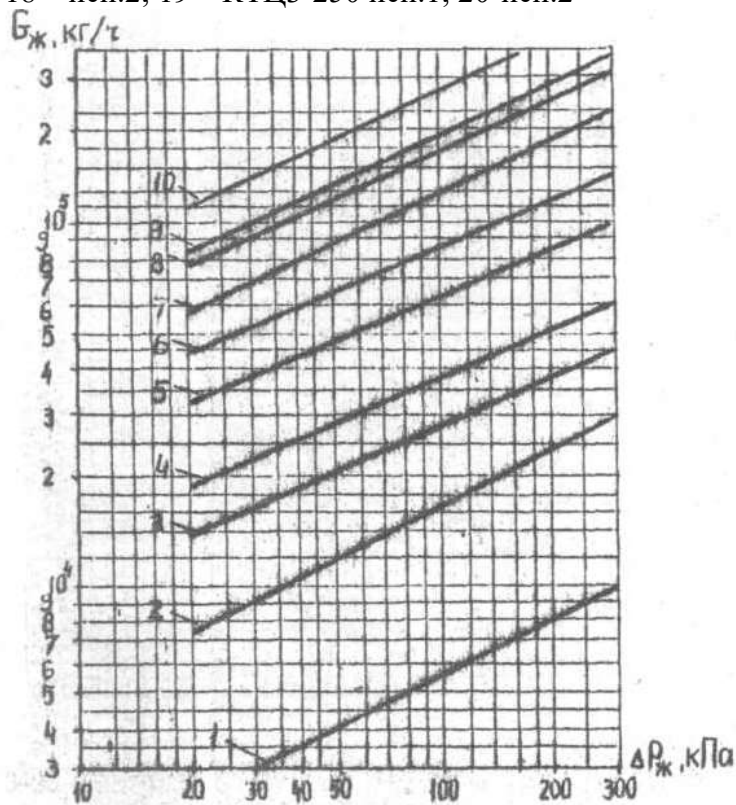


Рис. П 3. Зависимость  $\Delta P_{ж}$  (Бж) для двухрядных камер орошения ОКФ-3 кондиционеров:

- 1 – КТЦ 3-10 исп.1; 2 – исп.2; 3 – КТЦ-20 исп.1; 4 – исп.2;  
 5 – КТЦ3-31,5 исп. 1; 6 – исп.2; 7 – КТЦ3-40 исп.1; 8 – исп.2  
 9 – КТЦ3-63 исп.1; 10- исп.2; 11 – КТЦ3-80 исп.1; 12 – исп.2;  
 13 – КТЦ3-120 исп.1; 14 – исп.2; 15 – КТЦ3-160 исп.1; 16 – исп.2;  
 17 – КТЦ3-200 исп.1; 18 – исп.2; 19 – КТЦ3-250 исп.1; 20-исп.2



### **Методические рекомендации по лабораторным работам.**

Лабораторное занятие 1. Изучение приборов для измерения давления, скорости, температуры, относительной влажности воздуха. Практические измерения параметров воздуха.

Цель работы. Изучить паспорта на измерительные приборы и выполнить правильно замеры.

Приборы для измерения температуры: термометры спиртовые и контактные, пирометр—С-110;

Приборы для измерения скорости: крыльчатый технический анемометр АСО-3, чашечный технический анемометр МС-13.

Приборы для измерения давления: микроанометр ММН-240, дифференциальный микроанометр ЛТА-4;

Проведение опыта:

В групповую установку подаем воздух, фиксируется температура, скорость, давление перед фильтром и после. Через десять минут скорость вентилятора меняем и замеры производим снова и так три раза. Затем включаем электрокалорифер и выполняем замеры температуры на входе и выходе, давление и скорость.

Обработка полученных данных:

Все данные по замерам сводим в таблицу и сверяем с контрольными цифрами для данной установки. Если есть недопустимые расхождения, то проведение опыта повторяется.

Лабораторное занятие 2. Испытание блока увлажнения. Замеры воды до камеры и после камеры орошения.

Цель работы. Опытное определение влияния количества воздуха с разной температурой на температуру воды после камеры орошения. В данной работе исследование проводится для определённого количества воздуха, проходящего через камеру орошения, но с разной температурой: 20 °С, 30 °С, 40 °С. за определенное время.

Проведение опыта:

В модельную установку камеры орошения подается воздух с температурой 20 °С и одновременно распыляется вода с температурой 5 °С. После истечения времени 20 минут вода в поддоне замеряется. Опыт повторяется при температуре воздуха 30 °С и 40 °С.

Показания термометров для измерения воздуха и воды записываются в таблицу.

Обработка полученных данных:

Если задаться начальной температурой воды то из выражения:

$W(t_{в.к.} - t_{в.н.}) = L(I_1 - I_2)$  можно найти конечную температуру воды.

$t_{в.к.} = L(I_1 - I_2) / W + t_{в.н.}$  Находим по формуле и сравниваем с замерами.

Лабораторное занятие 3. Определение количества испарившейся воды при прохождении камеры орошения.

Цель работы. Опытное определение испарившейся воды при прохождении определённого количества воздуха через оросительную камеру с разной начальной температурой.

Проведение опыта:

В модельную установку камеры орошения подается определённое количество воздуха с температурой 20 °С и одновременно распыляется вода с температурой 5 °С. После истечения времени 10 минут производят замеры температуры и влагосодержания выходящего воздуха из камеры. Опыт повторяется при температуре воздуха 30 °С и 40 °С.

Обработка полученных данных:

По полученным замерам и исходя из формулы  $W = L(d - d_0) \cdot 10^{-3}$  кг/ч находим количество испарившейся воды

Лабораторное занятие 4. Испытание воздухонагревателя. Определение расхода тепла.

Цель работы. Опытное определение расхода тепла на нагрев наружного воздуха исходя из заданных параметров и при помощи I-D диаграммы.

Проведение опыта:

Приточной модельной установкой забираем наружный воздух и нагреваем его до определённой температуры 30 °С, 40 °С, 50 °С с помощью электрокалорифера. При помощи I-D диаграммы находим точку по температуре и относительной влажности и определяем теплосодержание наружного воздуха и при соответствующих температурах.

Обработка полученных данных: Зная производительность и время нагрева, определяем расход воздуха. Затем по формуле  $Q = L (I_n - I_k)$  определяем расход тепла для каждого случая нагрева.