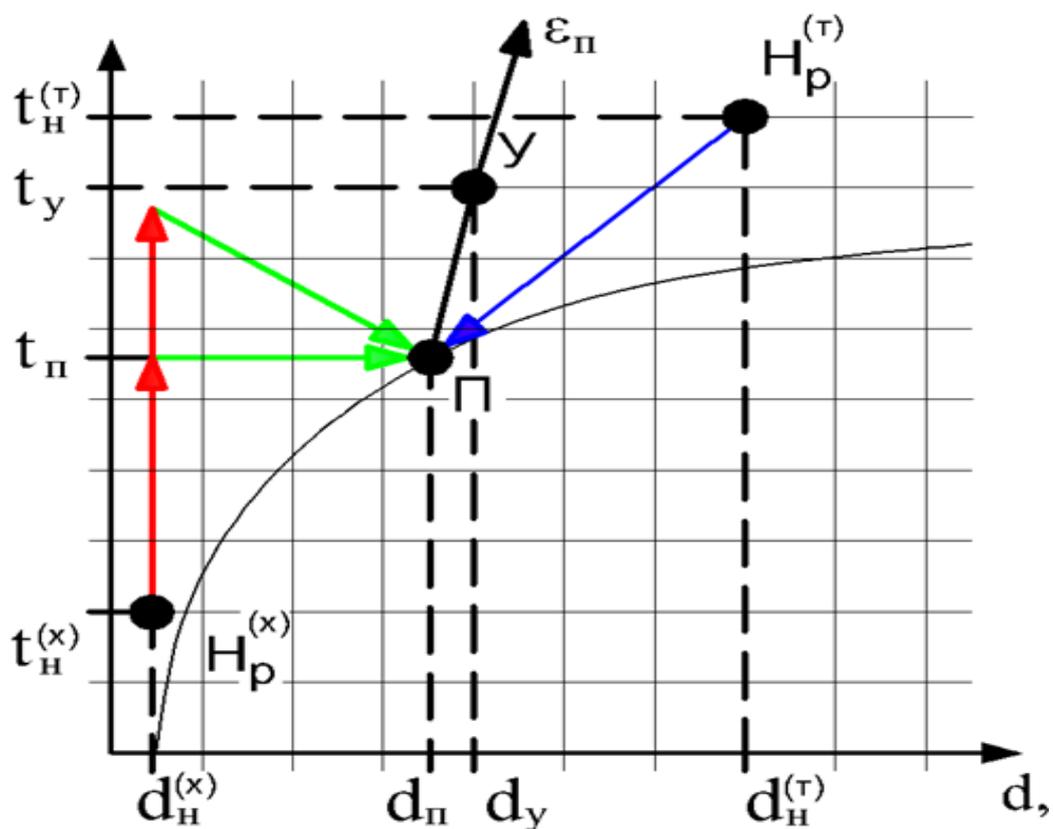


В.И. Лысев, А.К. Рубцов

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МАШИН И АППАРАТОВ СИСТЕМ
ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ



Санкт-Петербург
2021

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

В.И. Лысев, А.К. Рубцов
РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МАШИН И АППАРАТОВ СИСТЕМ
ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО

по направлению подготовки 16.04.03

Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения в
качестве учебно-методического пособия для реализации
основных профессиональных образовательных программ высшего
образования магистратуры,

 УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Санкт-Петербург 2021

Лысев В.И., Рубцов А.К., РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ – СПб:

Университет ИТМО, 2021. – 77 с.

Рецензент:

Пронин Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор, профессор (квалификационная категория "ординарный профессор") факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО.

Представлены основные сведения, необходимые для расчета установок систем жизнеобеспечения. Описан порядок расчета, позволяющий формировать технические решения систем и осуществлять подбор оборудования основных подсистем. В конце работы дан список литературы.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2021

© Лысев В.И., Рубцов А.К., 2021

Содержание

Введение	4
Раздел I. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА	8
Глава 1. Обобщение исходной информации по объекту	8
Глава 2. Определение величин возмущающих и нейтрализующих воздействий	14
Глава 3. Формирование вариантов технических решений систем	18
Глава 4. Подбор оборудования отдельных подсистем	22
Раздел II. ПРИМЕР РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА	27
Глава 5. Исходная информация по объекту	27
Глава 6. Расчет составляющих возмущающих воздействий и расходов наружного и приточного воздуха	31
Глава 7. Подбор оборудования основных подсистем	36
Вопросы и задания	61
Заключение	65
Список рекомендуемой литературы	66

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Расчет и проектирование машин и аппаратов систем жизнеобеспечения» входит в учебный план направления подготовки магистров 16.04.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения».

В соответствии с рабочей программой дисциплины в данном курсе рассматриваются следующие группы вопросов:

Раздел 1. Исходная информация для проектирования и её обобщение

Дидактическая единица 1.1. Краткая характеристика объекта (назначение, характер деятельности, архитектурно-планировочные особенности и т.п.).

Дидактическая единица 1.2. Нормирование микроклимата в объекте и информация о наружном климате.

Дидактическая единица 1.3. Источники ресурсов и критерии качества.

Раздел 2. Определение величины возмущающих и нейтрализующих воздействий

Дидактическая единица 2.1. Поступления теплоты от внутренних и внешних источников.

Дидактическая единица 2.2. Поступления в объект испаряющейся влаги и вредных веществ.

Дидактическая единица 2.3. Способы нейтрализации возмущающих воздействий.

Раздел 3. Формирование вариантов технических решений систем

Дидактическая единица 3.1. Выбор принципиальных схем систем.

Дидактическая единица 3.2. Режимы работы систем и реализующие их технологические схемы.

Дидактическая единица 3.3. Сопоставление вариантов технических решений.

Раздел 4. Подбор оборудования отдельных подсистем

Дидактическая единица 4.1. Подбор оборудования для изменения термодинамических параметров.

Дидактическая единица 4.2. Аэродинамические и гидравлические расчеты.

Дидактическая единица 4.3. Конструктивно-компоновочные решения рассматриваемого варианта системы.

Целью освоения дисциплины является достижение результатов образования (РО), формирующих следующие компетенции:

общепрофессиональные:

ОПК-1 Способность формулировать цели и задачи исследования, выявлять приоритеты решения задач, выбирать и создавать критерии оценки;

профессиональные:

ПК-3 готовность и способность самостоятельно выполнять научные исследования в области холодильной, криогенной техники и систем жизнеобеспечения для различных отраслей промышленности, топливно-энергетического комплекса, транспорта и строительства; решать сложные научно-технические задачи, которые для своего изучения требуют разработки и применения математических и компьютерных моделей, применения программных систем мульти дисциплинарного анализа.

ПК-4 готовность и способность самостоятельно овладевать современными языками программирования и разрабатывать оригинальные пакеты прикладных программ и проводить с их помощью тепловые расчеты машин и аппаратов, а так же на динамику и прочность, устойчивость, надежность, для специализированных задач холодильной, криогенной техники и систем жизнеобеспечения.

ПК-5 готовность и способность овладевать новыми современными методами и средствами проведения экспериментальных теплофизических исследований, а так же по динамике и прочности, устойчивости, надежности, трению и износу низкотемпературных машин, установок и приборов; обрабатывать, анализировать и обобщать результаты экспериментов.

Состояние воздушной среды в замкнутых пространствах (помещениях здания) характеризуется совокупностью факторов (параметров), образующих понятие микроклимат. К нормируемым параметрам микроклимата (значения которых задаются нормативными документами) относятся:

- температура воздуха;
- относительная влажность воздуха; - скорость движения (подвижность) воздуха; - чистота и концентрация вредных веществ.

Все перечисленные параметры должны обеспечиваться в рабочей или обслуживаемой зонах помещения. Численные значения параметров микроклимата зависят от назначения помещения (характера деятельности в нём) и периода года холодного или теплого.

Формирование температурного режима помещения происходит в результате воздействия двух основных групп факторов:

- наличие поступлений или потерь теплоты через (чаще всего) наружные ограждающие конструкции здания;
- наличие поступлений или потерь теплоты связанных с источниками внутри помещения (люди, освещение, бытовое и технологическое тепловыделяющее оборудование и т.п).

Для обеспечения жизнедеятельности (комфортного пребывания людей и ведения технологических процессов) здания и сооружения, как правило, оборудуются инженерными средствами и устройствами, имеющих в своем составе ограждающие конструкции, солнцезащитные средства и технические устройства для отопления и охлаждения помещений. Перечисленный комплекс технических средств входит в понятие «система обеспечения микроклимата» (СОМ).

Системы обеспечения микроклимата осуществляют функции отопления (восполнения потерь теплоты), вентиляции (смены воздуха в объеме помещения) и кондиционирования (охлаждения) воздуха.

Системы, реализующие эти функции, принято называть системами отопления, вентиляции и кондиционирования (ОВК). В последние годы СОМ стали называть системами жизнеобеспечения (СЖ).

Системы жизнеобеспечения (равно как и ОВК) являются потребителями тепловой и электрической энергии. В холодный период года (отопительный период) на отопление и вентиляцию потребляется тепловая энергия, а в теплый период года (охлаждающий период) – электрическая энергия для работы аппаратов и механизмов холодильных машин, осуществляющих процессы охлаждения воздуха.

Наибольшие возможности в области энергосбережения имеются в сфере систем жизнеобеспечения зданий и сооружений, которые обеспечивают оптимальные параметры микроклимата для комфортного пребывания людей в зданиях. При выборе схем систем вентиляции и кондиционирования воздуха основную роль играют стоимостные и натуральные показатели: энергетическая эффективность, потребляемая электрическая мощность, расход теплоты и холода, воды и водяного пара.

В то же время выбор технических решений систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха зависит от комплекса факторов: объемно-планировочных решений зданий и сооружений, требований нормативных документов к инженерным системам, конструктивных

особенностей, требований заказчиков и др. В некоторых случаях оптимальное для одного объекта решение систем жизнеобеспечения является неприменимым на другом объекте, поэтому необходимо рассматривать все возможные оптимальные варианты инженерных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха зданий и сооружений.

Термодинамические параметры влажного воздуха (такие как температура, относительная влажность и ряд других) оказывают существенное влияние как на самочувствие людей и других живых организмов, так и на характер различных технологических процессов.

Отклонение термодинамических параметров от нормируемых значений связано с поступлением в воздух помещений теплоты и испаряющейся влаги. Кроме того, выделяющиеся от разных источников вредные вещества увеличивают их концентрацию в воздухе, значение которой не должно превышать предельно-допустимого уровня.

Для обеспечения необходимых параметров микроклимата в помещениях, как правило, подают приточный воздух, расход которого рассчитывают, исходя из условий нейтрализации (ассимиляции) избытков теплоты, испаряющейся влаги и вредных веществ. Установки систем жизнеобеспечения (СЖ) имеют в своем составе оборудование, позволяющее обеспечивать параметры микроклимата в помещениях, независимо от внутренних и внешних воздействий, влияющих на формирование температурно-влажностного режима и газовый состав воздушной среды в помещениях зданий и сооружений.

Наружный приточный воздух в течение года имеет различные значения термодинамических параметров. Поэтому в приточных установках с целью достижения требуемых параметров на притоке в помещения предусматривается тепловая и влажностная подготовка наружного воздуха: нагрев и увлажнение в холодный период года и охлаждение (в том числе, с осушением) в теплый период года.

Проводить расчет и проектирование установок систем жизнеобеспечения можно только после освоения базовых (общетехнических и специальных) учебных дисциплин образовательной программы. Поэтому данная дисциплина является одной из итоговых («финишных») в комплексе специальных дисциплин в образовательной программе «Системы жизнеобеспечения».

Раздел 1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Глава 1. Обобщение исходной информации по объекту

Возможные варианты технических решений систем зависят от исходных условий, определяющих особенности (специфику) конкретного объекта (помещения или группы помещений). К ним относятся [1]:

- нормируемые параметры воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне объекта;
- ожидаемые (расчетные) поступления теплоты, влаги, вредных веществ и газов;
- минимальный расход наружного воздуха;
- расчетные параметры наружного воздуха;
- функционально-технические характеристики используемого оборудования.

Последовательное рассмотрение исходных условий конкретного объекта позволяет обоснованно формировать варианты технических решений систем обеспечения микроклимата.

Состояние воздушной среды характеризуется рядом параметров, определяющих микроклимат в помещении. Значения основных параметров микроклимата (температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха) задаются нормативными документами [2, 3], в зависимости от назначения помещения и периода года теплого или холодного. Оптимальные нормы температуры и относительной влажности воздуха в обслуживаемой зоне по экономическим соображениям целесообразно поддерживать на минимальном уровне в холодный период года и на максимальном – в теплый период.

На формирование температурно-влажностного режима в помещении влияют различные воздействия: поступления (потери) теплоты и испаряющейся влаги.

Если в помещениях возникает дефицит теплоты (из-за превышения потерь теплоты над поступлениями), необходимо (с целью недопущения снижения температуры воздуха в помещении) компенсировать (восполнять) недостатки теплоты.

Для этого в помещениях устанавливают отопительные приборы или подают воздух с температурой выше, чем в помещении, то есть отапливают здание. Работа систем отопления связана с потреблением тепловой энергии.

Потери теплоты, как правило, возникают через наружные ограждающие конструкции в холодный период года, когда температура наружного воздуха ниже, чем температура в помещении.

Когда поступления теплоты в помещения здания больше, чем потери, в помещениях наблюдается избыток теплоты, что может привести к недопустимому увеличению температуры внутреннего воздуха. Тогда возникает необходимость в охлаждении помещений здания. Вполне очевидно, что кроме внутренних условий на формирование температурного режима в помещении, влияют условия внешние, температура наружного воздуха и солнечная радиация (в виде лучистого теплообмена).

Для нейтрализации воздействий, нарушающих необходимый температурно-влажностный режим, в помещении устанавливают приборы охлаждения (или нагрева) или подают приточный воздух, который ассимилирует поступления теплоты и испаряющейся влаги. Значения воздействий, прежде всего теплопоступлений, определяются внутренними и внешними факторами.

Внутренние факторы зависят от характера деятельности в объекте, а внешние - от архитектурно-строительных (объемно-планировочных) особенностей объекта и наружного климата. Так, теплопоступления за счет солнечной радиации через светопрозрачные ограждения существенно зависят от ориентации ограждения по странам света, времени суток и географической широты региона, в котором находится объект.

Минимально необходимый расход наружного воздуха определяется из условия ассимиляции вредных веществ, компенсации местных и технологических вытяжных устройств или необходимости создавать в объекте подпор (избыточное давление).

Поэтому правильное определение этого расхода влияет на экономические показатели системы.

Данные о климатических параметрах географического региона расположения объекта приводятся в нормативных документах [6, 7]. Расчетные параметры наружного воздуха, зависящие от географического района (региона) расположения объекта, могут изменяться в широком диапазоне [7] и определяют выбор технологических схем обработки воздуха и потребление энергоресурсов.

Основные климатологические воздействия на здания проявляется через температуру наружного воздуха.

Наиболее важными при формировании технических решений систем жизнеобеспечения являются:

- экстремальные (абсолютные минимумы и максимумы) значения температуры наружного воздуха, полученные по результатам статистической обработки климатической информации в конкретном климатическом регионе;
- суммарная и непрерывная продолжительность температуры воздуха ниже или выше указанной величины;
- повторяемость сочетаний температуры и относительной влажности воздуха в течение годового цикла работы (эксплуатации) системы.

Для обеспечения и поддержания нормируемых параметров микроклимата необходимо разработать технические решения системы кондиционирования (далее СК), обеспечивающей нормируемые метеорологические условия, чистоту и газовый состав воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений [6]. По заданным исходным данным производится расчёт внутренних и внешних составляющих тепловых и влажностных нагрузок и расхода наружного воздуха.

Затем формируются принципиальные схемы вариантов технических решений СК и производится их сопоставление. Для каждого варианта технического решения СК осуществляется расчет и подбор основного оборудования отдельных функциональных узлов и блоков (подсистем) и оцениваются их технико-экономические показатели.

Свод Правил 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» предписывает в административно-бытовых помещениях параметры микроклимата выбирать в соответствии с ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении» (см. таблицу 1).

Таблица 1

Оптимальные и допустимые параметры микроклимата

Период года	Температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость, м/с	
	Оптим.	Допуст.	Оптим.	Допуст.	Оптим.	Допуст.
	Не более					
Теплый	23 – 28	18 - 28	60 - 30	65	0,3	0,5
Холодный	19 – 23	18 - 23	45 -30	60	0,2	0,3

В СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» предписано [6]: «заданные параметры микроклимата следует обеспечивать в пределах расчётных параметров наружного воздуха для соответствующих регионов строительства, в соответствии с СП 131.13330.2018 «Строительная климатология» [7]: Параметры *A* – для систем вентиляции в тёплый период года; Параметры *B* – для систем отопления и систем вентиляции в холодный период года, а также для систем кондиционирования для тёплого и холодного периода года».

Для определения возможных поступлений теплоты от солнечной радиации необходимы данные о поступлении лучистой теплоты (прямой и рассеянной) для географического региона, в котором расположен объект.

Такие данные, например, для Санкт-Петербурга, в зависимости от времени суток при западной ориентации наружного ограждения представлены по данным [8] в таблице 2. Расчетное значение интенсивности солнечной радиации в расчетный час (с 16 до 17 часов) составляет (см. таблицу 2) $q = 666 \text{ Вт/м}^2$.

Таблица 2

Интенсивность солнечной радиации по часам суток

Время суток	Прямая радиация Вт/м ²	Рассеянная радиация Вт/м ²	Суммарная радиация Вт/м ²
4 – 5	--	14	14
5 – 6	--	30	30
6 -7	--	40	40
7 – 8	--	45	45

8 – 9	--	50	50
9 – 10	--	51	51
10 – 11	--	53	53
11 – 12	--	56	56
12 – 13	37	60	97
13 - 14	193	65	258
14 – 15	378	77	455
15 – 16	509	99	608
16 – 17	556	110	666
17 – 18	542	107	649
18 – 19	448	78	526
19 – 20	291	37	328
20 – 21	95	7	102

Последовательность действий (алгоритм) при формировании технического решения систем обеспечения микроклимата может быть представлена следующим образом (см. рис.1).

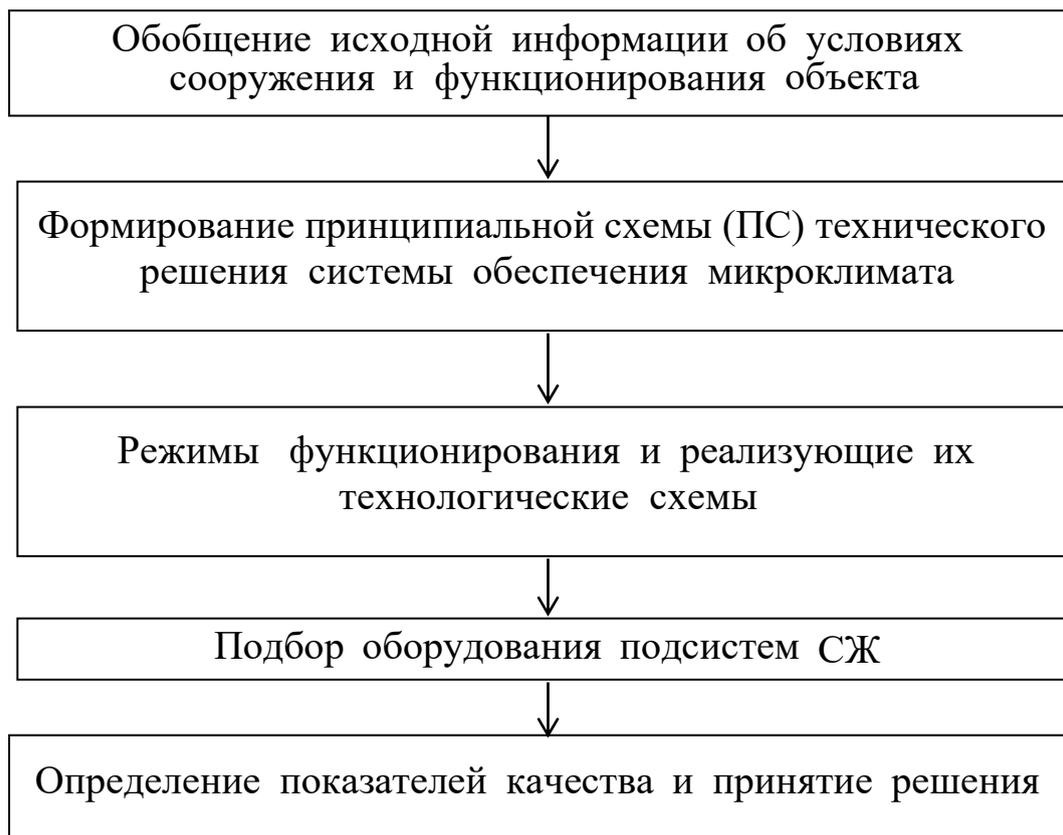


Рис. 1 Алгоритм формирования технического решения системы обеспечения микроклимата

После сбора и обобщения исходной (расчетной) информации по объекту формируется принципиальное решение (композиция) системы, а затем анализируются возможные режимы функционирования (РФ) и реализующие их технологические схемы (ТС).

Энергопотребление системы обеспечения микроклимата является одним из основных показателей для обоснованного выбора вариантов ее технического решения. Величина необходимых ресурсов зависит как от принципиального решения системы, так и режимов ее работы.

Многообразие объектов и их исходных условий предопределяет множество возможных вариантов технических решений. Существенное влияние на выбор того или иного решения оказывает противоречивость определяющих этот выбор показателей.

Так, например, минимизация энергопотребления приводит к возрастанию затрат на эксплуатационные расходы при работе системы.

Последовательное рассмотрение исходных условий конкретного объекта позволяет обоснованно формировать варианты технических решений систем обеспечения микроклимата.

Глава 2. Определение величин возмущающих и нейтрализующих воздействий На параметры микроклимата в помещениях оказывают влияние различные воздействия [4, 5]:

- тепловые, формирующие температуру воздуха в помещении;
- испаряющаяся влага, определяющая влагосодержание воздуха;
- поступления пыли и газов, оказывающие влияние на чистоту и концентрацию вредных веществ в воздухе помещений.

Рассмотрим более подробно расчетные зависимости, позволяющие вычислить отдельные составляющие различных воздействий.

2.1. Внутренние составляющие возмущающих воздействий

Тепловлагодоступления от людей

Величины поступлений теплоты и испаряющейся влаги зависят от характера физической деятельности людей и температуры окружающего их воздуха в помещении [1, 9].

Полные теплоступления Q_n от людей определяются по уравнению:

$$Q_n = (q + r \cdot g) \cdot n,$$

где: q – явные теплоступления от одного человека, (Вт/чел.); r – удельная теплота парообразования, (кДж/кг), $r = 2500$ (кДж/кг); g – влагодоступления от одного человека ((г/ч)/чел.); n – число людей в помещении.

Суммарные явные поступления теплоты $Q_{я}$ от людей определяются следующим образом:

$$Q_{я} = q \cdot n.$$

Скрытые (с испаряющейся влагой) поступления теплоты $Q_{исп}$ от людей определяются по уравнению:

$$Q_{\text{исп}} = r \cdot g \cdot n.$$

Суммарные влагопоступления (в виде испаряющегося водяного пара) от людей определяются следующим образом: $W = g \cdot n$.

Теплопоступления от оборудования и освещения

Поступления теплоты от оборудования могут быть определены по формуле:

$$Q_{\text{об}} = q_{\text{об}} \cdot m, \text{ где: } q_{\text{об}} - \text{теплопоступления от одного комплекта оборудования}$$

(например, персонального компьютера, (Вт); m – количество комплектов оборудования (оргтехники и компьютеров).

Поступления теплоты от приборов освещения могут быть определены следующим образом:

$$Q_{\text{осв}} = k \cdot q_{\text{осв}} \cdot F,$$

где: k – коэффициент перехода электрической энергии в тепловую; $q_{\text{осв}}$ – удельные теплопоступления от освещения на 1 м^2 площади пола помещения; F – площадь пола, м^2 .

2.2 Внешние составляющие поступлений теплоты

Теплопоступления за счет теплопередачи

Поступления (потери) теплоты через наружные ограждающие конструкции определяются по уравнению теплопередачи [11]:

$$Q_{\text{огр}} = k_{\text{огр}} \cdot F \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}),$$

где: $k_{\text{огр}}$ – коэффициент теплопередачи ограждения; F – площадь поверхности ограждения; $t_{\text{в}}$ – расчетная температура воздуха в помещении; $t_{\text{н}}$ – расчетная температура наружного воздуха.

Теплопоступления от солнечной радиации

Для определения возможных поступлений теплоты от солнечной радиации необходимы данные о поступлении лучистой теплоты (прямой и

рассеянной) для географического региона, в котором расположен объект. Поступление теплоты через прозрачное ограждение (остекление) можно вычислить по следующей формуле [12]:

$$Q_{\text{ср}} = k_{\text{с/з}} \cdot q_{\text{ср}} \cdot F,$$

где: $k_{\text{с/з}}$ – коэффициент солнцезащиты, учитывающий уменьшение тепlopоступлений за счет солнцезащитных мероприятий (например, шторы или жалюзи, принимают по справочным данным [9]); $q_{\text{ср}}$ – расчетное значение интенсивности солнечной радиации, (Вт / м²); F – площадь поверхности остекления, м².

2.3 Минимально необходимый расход наружного воздуха

Согласно СП 60.13330.2012 (Приложение К) на одного человека при 8ми часовом рабочем дне санитарная норма объемного расхода наружного воздуха составляет [6]:

$$L_{\text{сн}} = 60 \text{ (м}^3\text{/ч) /чел.}$$

Если общее количество людей n человек, то минимально необходимый расход наружного «свежего» воздуха L_n определяется следующим образом:

$$L_n = L_{\text{сн}} \cdot n$$

2.4. Воздухообмен в помещении

Рассмотрим следующую расчетную схему объекта (см. рис.2).

В данной схеме используются следующие обозначения [1, 6]:

t, d, c – параметры приточного (п), удаляемого (у) воздуха, воздуха в обитаемой (обслуживаемой) зоне (оз);

G_n, G_y – расход воздуха (массовый) соответственно приточного и удаляемого из помещения, (кг/с);

Q_n – избыточные (суммарные) поступления теплоты в объект, (кВт).

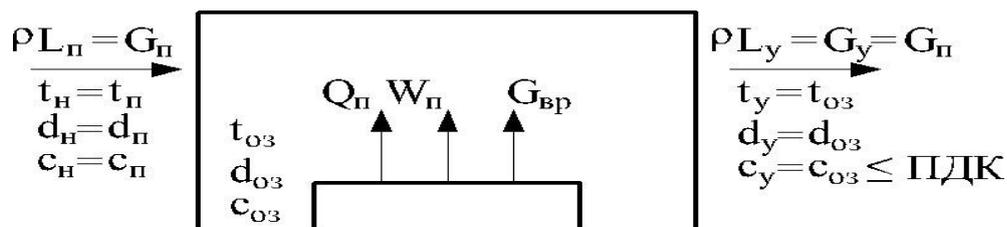


Рис. 2 Расчетная схема объекта

Введем следующие допущения (условия):

- процесс рассматривается как установившийся (стационарный); - параметры воздуха по всему объему одинаковые; - ограждающие конструкции объекта герметичны.

При сформулированных условиях (допущениях) можно составить следующее уравнение теплового баланса:

$(c_v \cdot G_n \cdot t_n) + Q_n = (c_v \cdot G_y \cdot t_y)$ где c_v - удельная теплоемкость воздуха, (кДж/(кг·°С)).

Запишем это уравнение в «стандартной» форме:

$$Q_n = c_v \cdot G_n \cdot (t_y - t_n)$$

Расчетный расход приточного воздуха (воздухообмен), необходимый для ассимиляции избытков теплоты в объекте, составит:

$$G_n = Q_n / c_v \cdot (t_y - t_n).$$

Аналогично, рассматривая уравнения материального баланса по влаге и вредным веществам, можно определить необходимый расход приточного воздуха (воздухообмен) по избыткам испаряющейся влаги, газам и вредным веществам.

Уравнение влажностного баланса:

$$(d_n \cdot G_n) + W_n = (d_y \cdot G_y),$$

где: $d_{оз}$, d_n , d_y – влагосодержание соответственно воздуха в обитаемой зоне, приточного и удаляемого, (г /кг сух.возд.);

G_n , G_y – расход воздуха (массовый) соответственно приточного и удаляемого (кг/сек);

W_n - избыточные (суммарные) поступления испаряющейся влаги, (г/сек).

Уравнение материального баланса по вредным веществам:

$$(c_n \cdot L_n) + G_{вр} = (c_y \cdot L_y),$$

где $c_{оз}$, c_n , c_y - концентрация вредного вещества в воздухе соответственно обитаемой (обслуживаемой) зоны, приточного и удаляемого, (г/м³);

L_n , L_y - расход воздуха (объемный) соответственно приточного и удаляемого, (м³/час);

$G_{вр}$ - избыточные (суммарные) поступления вредного вещества, (г/час).

Тогда расчетный расход приточного воздуха (воздухообмен) может быть определен следующим образом [1, 6]:

- по избыткам испаряющейся влаги: $G_{п} = W_{п} / (d_{y} - d_{п})$

- по вредным веществам и газам: $L_{п} = G_{вр} / (c_{y} - c_{п})$

Глава 3. Формирование вариантов технических решений систем

3.1. Схемное решение системы обеспечения микроклимата

Для создания и поддержания нормируемых параметров микроклимата необходимо разработать техническое решение системы микроклимата, обеспечивающей нормируемые метеорологические условия, чистоту и газовый состав воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений.

Разработка схемного решения системы обеспечения

микроклимата начинается с формирования принципиальной схемы, определяющей структуру системы [1, 4].

При формировании принципиальной схемы необходимо учитывать условия функционирования проектируемого объекта, которые зависят от его объемно-планировочных решений, назначения отдельных помещений, наличия соответствующего оборудования, а также возможных ограничений.

Возможны следующие варианты наиболее характерных принципиальных схем применительно к проектируемому объекту [1, 4]: - «центральные (с центральными узлами тепловлажностной обработки воздуха) одно- и многозональные, с центральными и концевыми (зональными) доводчиками»;

- «местные (с местными узлами тепловлажностной обработки воздуха), обслуживающими отдельные помещения»;

- «комбинированные, представляющие сочетание центральных и местных систем».

В холодный период года, для нейтрализации (компенсации) потерь теплоты, здания и сооружения, как правило, оборудуются системами отопления. Системы отопления, возмещающая потери теплоты через ограждающие конструкции здания, обеспечивают необходимую (нормируемую) температуру воздуха в помещениях [6].

На расход теплоты системы отопления существенное влияние оказывают потери теплоты, которые направлены из отапливаемого помещения через наружные ограждающие строительные конструкции в наружную воздушную окружающую здание среду (атмосферу).

Расход теплоты $Q_{огр}$ между двумя средами, разделенными ограждением, вычисляется по уравнению теплопередачи [11,13]:

$$Q_{огр} = (F_{огр}/R_{огр}) \cdot (t_1 - t_2),$$

где: $F_{огр}$ - площадь ограждающей конструкции; $R_{огр}$ – сопротивление теплопередаче ограждения; t_1, t_2 - температуры воздуха по обе стороны ограждения.

Величины площадей наружных ограждений определяются по строительным чертежам или по результатам натурных измерений, значения температур воздуха – по нормативным и справочным источникам [6, 9]. Сопротивление теплопередаче строительного ограждения, которое характеризует его теплозащитные свойства, определяется специальным расчетом [13]. Расчет производится для тех ограждений, у которых перепад температур воздуха по обе стороны ограждения превышает три градуса [13, 14]. При меньшем перепаде температур значение теплового потока оказывает незначительное влияние на мощность (производительность по теплоте) системы отопления.

Производительность по теплоте системы отопления определяется как максимальная разность между потерями и поступлениями теплоты в отапливаемые помещения. В общем случае тепловая мощность системы отопления зависит от потерь теплоты через наружные ограждающие конструкции и затрат теплоты на нагрев воздуха, поступающего путем инфильтрации, и на подогрев наружного воздуха, компенсирующего работу вытяжной вентиляции. Поступления теплоты в помещения, согласно [6, 9], необходимо учитывать от людей, освещения, технологического оборудования, электрических приборов, и других источников (см. главу 2). Конструктивные элементы систем центрального отопления выбираются в зависимости от назначения здания, его архитектурно-строительных особенностей, источника теплоснабжения (вида и параметров теплоносителя и т.д.) и производятся в соответствии с рекомендациями нормативных и справочных материалов [14].

Нагревательные элементы систем отопления размещают, как правило, в местах наибольшего охлаждения: под оконными проемами, у наружных стен, вблизи наружных дверей. В лестничных клетках отопительные приборы размещают, как правило, на первом этаже [14].

Подбор отопительных приборов (число секций или типоразмер прибора) производится для каждого конкретного помещения. Тепловая мощность отопительных приборов должна компенсировать потери теплоты помещением.

Поверхность нагрева (число секций или типоразмер прибора) отопительного прибора $F_{оп}$, определяется из уравнения теплопередачи [14]:

$$F_{оп} = Q_{оп} / [k_{оп} \cdot (t_{оп} - t_{в})],$$

где: $Q_{оп}$ – тепловая нагрузка отопительного прибора;

$k_{оп}$ – коэффициент теплопередачи прибора; $t_{оп}$ – средняя температура теплоносителя в приборе; $t_{в}$ – расчетная температура воздуха в помещении.

Расчетный расход $G_{оп}$ теплоносителя, необходимый для обеспечения мощности отопительного прибора, вычисляется из уравнения теплового баланса [14]:

$$G_{оп} = Q_{оп} / [c_w \cdot (t_{вх} - t_{вых})],$$

где: c_w – удельная теплоемкость воды (теплоносителя); $t_{вх}$ – температура теплоносителя, поступающего в отопительный прибор; $t_{вых}$ – температура теплоносителя, выходящего из прибора.

При компенсации потерь теплоты через наружные ограждения в холодный период системой отопления объект кондиционирования характеризуется избытками теплоты и испаряющейся влаги.

Тогда необходимо подавать в помещение приточный воздух более холодный и сухой, чем воздух в помещении. Исходя из этого, производятся определение параметров приточного воздуха и расчет распределения воздуха в помещениях [15].

На рис. 3 представлена принципиальная схема (ПС) центральной системы обеспечения микроклимата.

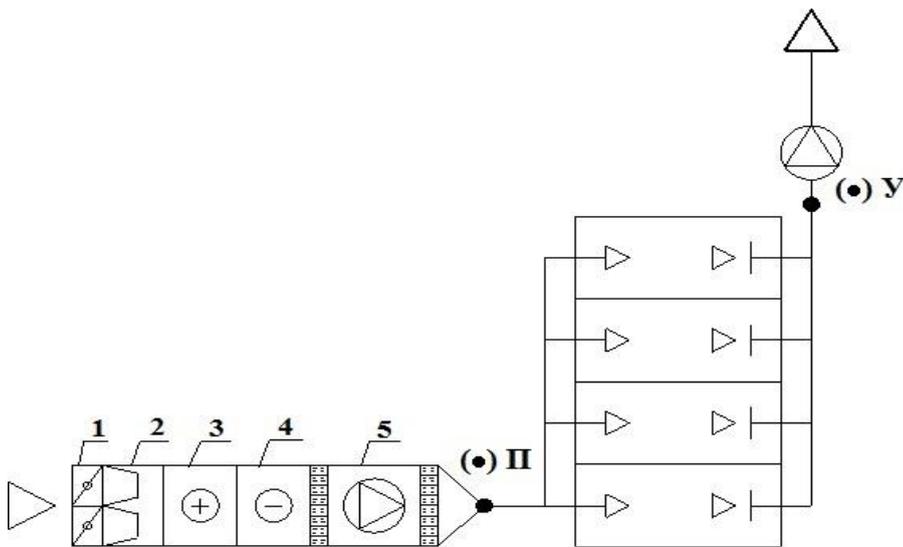


Рис. 3 Принципиальная схема системы кондиционирования В ее состав входят:

1. Воздушная заслонка, через которую осуществляется забор наружного воздуха.
2. Фильтр, который служит для очистки подаваемого воздуха и препятствует оседанию пыли в сетях воздуховодов и в компонентах приточной установки.
3. Воздухонагреватель, необходимый в холодный период года для поддержания параметров микроклимата в помещении путем нагрева воздуха.
4. Воздухоохладитель, необходимый в теплый период года для поддержания параметров микроклимата в помещении путем охлаждения воздуха.
5. Вентилятор, который служит для продвижения воздуха по элементам приточной установки и сети воздуховодов.

.2. Условия функционирования системы

Представленный выше состав функциональных элементов, необходимых для тепловой и влажностной обработки воздуха, образуют технологическую схему, которая реализует следующие режимы работы системы кондиционирования (см. рис. 4) [1, 8]: «режим функционирования с потреблением теплоты и влаги, когда энтальпия

наружного воздуха ниже энтальпии приточного воздуха»;

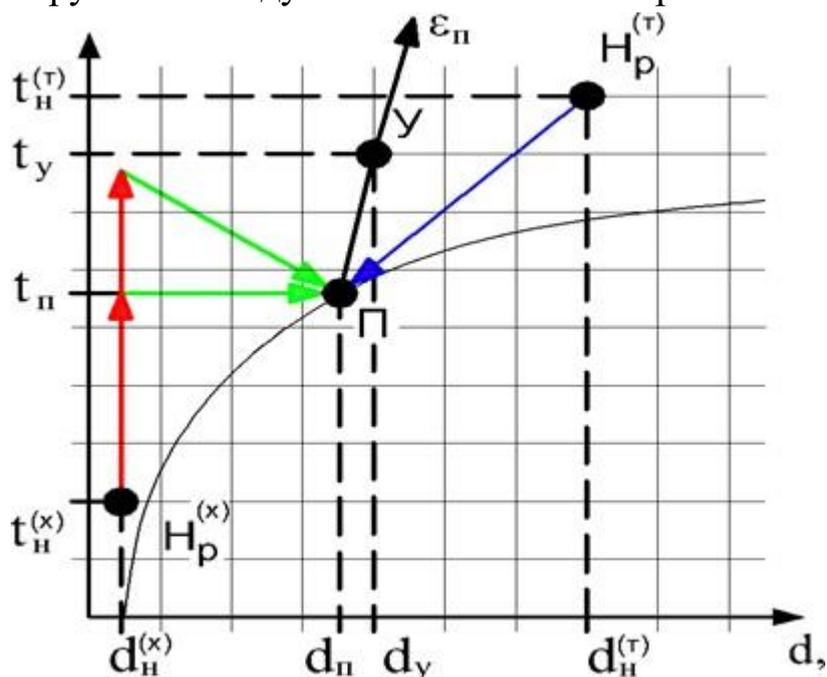


Рис. 4 Режимы функционирования приточной установки

- «режим функционирования без потребления теплоты и холода, когда энтальпия наружного воздуха равна энтальпии приточного воздуха»;
- «режим функционирования с потреблением холода, когда энтальпия наружного воздуха выше энтальпии приточного воздуха».

Глава 4. Подбор оборудования отдельных подсистем

4.1. Подготовка исходных данных

Кроме расчетных производительностей по воздуху, расходам теплоты и холода, для подбора и расчета оборудования системы обеспечения микроклимата, необходимо иметь сведения о схемах организации воздухообмена в помещениях и схемах сетей воздуховодов (как приточных, так и вытяжных).

Расчетная производительность по воздуху зависит от величины воздухообмена, выбранной принципиальной схемы и конфигурации системы обеспечения микроклимата. Площадь поперечного сечения (m^2) приточной установки определяется как частное от деления расхода воздуха

(м³/сек) на величину скорости движения воздуха (м/сек) в поперечном сечении установки.

Расчетная производительность по воздуху G_v определяется, как наибольший из воздухообменов в холодный и теплый периоды года из уравнения теплового баланса:

$$G_v = Q_{\text{пом}} / (h_{\text{пом}} - h_{\text{пр}}),$$

где: $Q_{\text{пом}}$ - полные расчетные теплопоступления в помещении; $h_{\text{пом}}$ и $h_{\text{пр}}$ - энтальпия воздуха, соответственно в помещении и приточного.

Схема организации воздухообмена (воздухораспределения) в вентилируемых (кондиционируемых) помещениях предопределяет места расположения приточных и вытяжных элементов к которым подводятся воздуховоды для подачи и удаления воздуха [15].

4.2 Аппараты для изменения параметров воздуха и его очистки

Для обеспечения необходимых условий работы системы, наружный воздух необходимо нагревать в холодный и охлаждать в теплый период года. Поэтому в составе приточной установки имеются поверхностный воздухонагреватель и воздухоохладитель. Очистка наружного воздуха от загрязнений происходит в воздушном фильтре.

При расчете любого теплообменного аппарата важно разделить параметры на заданные, то есть, известные и искомые [9, 10]. Как правило, к заданным параметрам относятся расход и температуры (энтальпии) воздуха до и после теплообменного аппарата.

При выбранном типоразмере приточной установки задают величину поверхности, рядность, обвязки по носителю и температуру носителя на входе в аппарат. Определяемыми (искомыми) величинами являются расчетный расход и температура теплоносителя, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления аппарата, способ управления и типоразмер дополнительного оборудования (насос, регулирующие клапаны, запорная арматура и т.д.). В современных условиях расчет и подбор теплообменников производят, используя программы расчета на ЭВМ и номограммы производителей климатического оборудования [10].

Выбор воздушного фильтра для очистки забираемого в приточную установку атмосферного наружного воздуха зависит от фракционного

состава и степени запыленности наружного воздуха, а также значения нормируемой концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны [6].

Аэродинамическое сопротивление фильтра проходу движения воздуха в зависимости от накопленных в нем загрязнений изменяется. В расчетах сопротивление фильтра принимается как среднеарифметическое при чистом и предельно запыленном фильтрующем материале воздушного фильтра.

4.3. Аэродинамические и акустические расчеты

Для выявления площадей поперечного сечения (при круглых воздуховодах диаметров) отдельных участков сети воздуховодов и последующего её аэродинамического сопротивления необходимо выполнить аэродинамический расчет. До проведения аэродинамического расчета сети воздуховодов производится выбор схемы организации воздухообмена в помещении, определяются места подачи и удаления воздуха, выполняется расчет распределения воздуха в помещении и подбираются воздухораспределительные устройства [15]. Данный расчет включает несколько основных этапов [8, 9]:

- формирование аксонометрической схемы сети воздуховодов, как совокупности отдельных участков;
- определение аэродинамических сопротивлений отдельных участков;
- выявление расчетной магистрали и определение общего сопротивления сети как суммы сопротивлений последовательных участков наиболее «нагруженной» магистрали;
- увязка сопротивлений в узлах ответвлений от магистрали.

Участок сети характеризуется постоянным значением расхода и площади поперечного сечения (или диаметра для круглого сечения). Аэродинамическое сопротивление участка определяется как сумма сопротивлений по длине и местных сопротивлений [9].

Магистраль сети воздуховодов, которая определяет полную потерю давления в сети, представляет собой последовательный ряд участков и выбирается по признаку наибольшего расхода воздуха, суммарной длины и наиболее сложной конфигурации трассы.

В результате аэродинамического расчета определяется сопротивление сети воздуховодов, которое используется для выбора вентилятора.

Вентилятор выбирается по максимальному объемному расходу воздуха и полному аэродинамическому сопротивлению всей системы.

Аэродинамическое сопротивление всей системы при её расчетной производительности определяется суммой аэродинамических сопротивлений последовательных элементов, образующих технологическую схему. Поскольку данный расчет носит многофакторный характер, то его необходимо выполнять с помощью ЭВМ, по специальным апробированным программам.

Если уровень звукового давления (УЗД) источника аэродинамического шума (приточного вентилятора) превышает нормативные величины, то необходимо произвести акустический расчет. Этот расчет проводится с целью выявления необходимости установки после приточной установки шумоглушителя. При движении воздуха в элементах сетей воздуховодов и в помещениях происходит снижение уровня звукового давления. Расчет завершается, если УЗД в расчетной точке после установки шумоглушителя не превышает нормируемые значения по всем октавным полосам частот.

Акустический расчет проводится для стандартных уровней октавного звукового давления и изложен в справочнике проектировщика [9].

4.4. Техничко - экономические показатели

Показатели качества систем жизнеобеспечения могут быть натуральные и стоимостные [4]. Натуральные показатели выражают ресурсы, необходимые для сооружения и эксплуатации (функционирования) системы. К ним относятся тепловая и электрическая энергия, занимаемые оборудованием площади и объемы, различные виды ресурсов, и т.п. Экономические (стоимостные) показатели выражаются в денежном исчислении.

Зная типоразмер оборудования, используемого в системе кондиционирования, и условия его работы за годовой цикл эксплуатации системы, можно определить технико-экономические показатели системы, обеспечивающей параметры микроклимата [4]. Ресурсы, потребляемые системой за год, определяются особенностями наружного климата (в частности, повторяемостью наружных параметров за год) и режимами ее работы.

Если известны затраты на оборудование и его монтаж, определяющие необходимые инвестиции (капитальные затраты) K , то эксплуатационные (C) и приведенные затраты (Π) могут быть определены следующим образом [8]:

$$C = S_T \cdot Q_{T\text{-год}} + S_\varepsilon \cdot \varepsilon + S_x \cdot Q_{x\text{-год}},$$

$$\Pi = (K / T_n) + C,$$

где: S_T, S_ε, S_x - соответственно тарифы на тепловую и электрическую энергию и себестоимость холода;

T_n - нормативный срок окупаемости капитальных затрат. Расход теплоты за год можно определить по формуле:

$$Q_{T\text{-год}} = Q_{T\text{-ср}} \cdot T_T,$$

где: $Q_{T\text{-ср}}$ и T_T - среднегодовой расход теплоты (в холодный период года) и время работы системы с потреблением теплоты [8].

Расход холода в теплый период года определяется по уравнению:

$$Q_{x\text{-год}} = Q_{x\text{-ср}} \cdot T_x,$$

где: $Q_{x\text{-ср}}$ и T_x - среднегодовой расход холода (в теплый период года) и время работы системы с потреблением холода [8].

Расход электроэнергии за год вычисляется по следующей зависимости:

$$\varepsilon = P \cdot G \cdot T,$$

где: P, G и T - соответственно полное давление, производительность и время работы вентилятора.

Расход теплоты на отопление здания можно определить по следующей формуле [14]:

$$Q_{\text{год}} = [Q_{\text{со}} / (t_v - t_{н.р})] \cdot (t_v - t_{н.ср.}) \cdot z_{\text{оп}},$$

где: $Q_{\text{со}}$ – тепловая мощность системы отопления; t_v - расчетная средняя температура внутреннего воздуха здания; $t_{н.р}$ – расчетная температура наружного воздуха; $t_{н.ср.}$, $z_{\text{оп}}$ – средняя температура наружного воздуха и продолжительность отопительного периода.

Раздел 2. ПРИМЕР РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Глава 5. Исходная информация по объекту

В качестве проектируемого объекта рассматривается приточновытяжная система, предназначенная для обеспечения оптимальных параметров микроклимата в административных помещениях. В состав офиса входят четыре одинаковых (по объемно-планировочным решениям и характеру функционирования) помещения, расположенные на промежуточном этаже многоэтажного здания (см. рис. 5).

Здание расположено в городе Сочи. Оконные проемы помещений фасада ориентированы на запад. Время работы офиса: с 9:00 до 18:00.

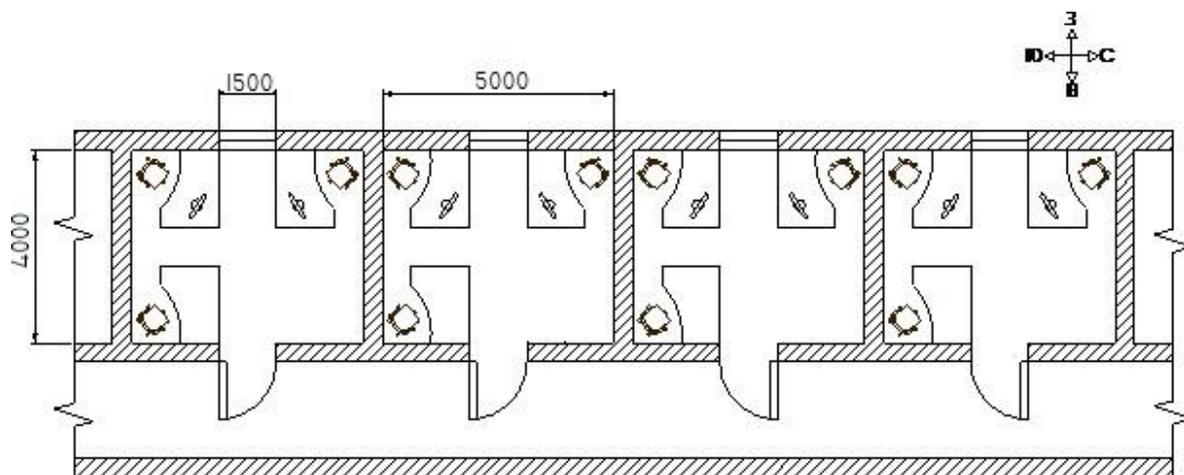


Рис. 5 План помещений офиса

Исходные данные по объекту проектирования (исходная информация) представлены в табличном виде (см. табл. 3).

Таблица 3

Исходные данные по объекту

Наименование исходного условия	Размерность	Значение
Температура воздуха в обслуживаемой зоне:		
- в холодный период года	°С	20
- в теплый период года	°С	25
Количество работников (категория работы: легкая) –	чел.	3
Санитарная норма расхода наружного воздуха – $L_{с.н.}$	(м ³ /ч) / чел.	60

Количество оргтехники – m	комп.	2
Площадь поверхности остекления – $F_{ост}$	м ²	3,0
Коэффициент солнцезащиты – $k_{сз}$		0,4
Коэффициент перехода электрической энергии в тепловую – $k_{осв}$		0,5
Объем помещения – V	м ³	60
Площадь пола – $F_{пола}$	м ²	20
Удельные тепlopоступления от оборудования – $q_{об}$	Вт/комп.	55
Удельные тепlopоступления от освещения – $q_{осв}$	Вт/м ²	20
Явные тепловыделения от <i>одного</i> человека – q - при температуре воздуха: 20 °С	Вт	100
- при температуре воздуха: 25 °С	Вт	65
Влагодпоступления от <i>одного</i> человека – g		
- при температуре воздуха: 20 °С	г/час	72
- при температуре воздуха: 25 °С	г/час	115
Значение солнечной радиации, поступившей за расчетный час через остекление, при ориентации наружного ограждения на Запад - $q_{с.р.}$	Вт/м ²	639

Расчетные параметры внутреннего воздуха

По указанию СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» в административно-бытовых помещениях параметры микроклимата выбираются в соответствии с требованиями ГОСТ 304942011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении».

Расчетные параметры внутреннего воздуха

Период года	Температура воздуха, °С		Относительная влажность, %		Скорость ветра, м/с	
	оптим.	допуст.	оптим.	допуст. не более	оптим. не более	допуст. не более
Теплый	23 – 25	18 - 28	60 - 30	65	0,15	0,25
Холодный	19 – 21	18 - 23	45 - 30	60	0,2	0,3

25

Помещения офиса, расположенного в административном здании, относится ко второй категории, так как люди заняты умственным трудом [2].

Параметры микроклимата при этих условиях представлены в таблице (см. табл. 4).

Информация о наружном воздухе

В СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» предписано [6]: «заданные параметры микроклимата следует обеспечивать в пределах расчётных параметров наружного воздуха для соответствующих регионов строительства в соответствии с СП 131.13330.2018 «Строительная климатология» [7]: «Параметры *A* – для систем вентиляции в тёплый период года; Параметры *B* – для систем отопления и систем вентиляции в холодный период года, а также для систем кондиционирования для тёплого и холодного периода года».

Расчетные параметры наружного воздуха, приведенные в [7], представлены в таблице (см. табл.5)

Таблица 5

Расчетные параметры наружного воздуха

Наименование населенного пункта и его широта	Барометрическое давление, гПа	Среднесут. амплитуда температуры, °С	Период года	Температура воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с
г. Сочи 43 °с.ш.	1012	7,7		Параметры А		
			Теплый	26,0	61,0	1,0
			Холодный	3,0	11,0	2,5
				Параметры Б		
			Теплый	27,2	65,0	1,0
			Холодный	-2,0	3,5	2,5

Особые условия

В холодный период года в помещениях офиса обеспечивается температура 20 °С за счет действия центральной системы отопления, которая компенсирует потери теплоты через наружные ограждающие конструкции. Объект обеспечен внешними источниками теплоты, холода, влаги и энергоснабжения.

Глава 6. Расчет составляющих возмущающих воздействий и расходов наружного и приточного воздуха

6.1. Поступления теплоты и влаги от людей

Полные поступления теплоты Q_n от людей определяются по зависимости [9]:

$$Q_n = (q + r \cdot g) \cdot n,$$

q – явные теплопоступления от одного человека, (Вт/чел.), (при температуре воздуха, равной 20 °С, и легком характере работы $q = 100$ Вт/чел.; при температуре воздуха, равной 25 °С, и легком характере работы $q = 65$ (Вт/чел.); r - удельная теплота парообразования, (кДж/кг), $r = 2500$ (кДж/кг); g - влагопоступления от одного человека ((г/ч)/чел.), (при температуре воздуха, равной 20 °С, и легком характере работы $g = 72$ (г/ч)/чел.); при температуре воздуха, равной 25 °С, и легком характере работы $g = 115$

(г/ч)/чел); n – количество людей в помещении, $n = 3$ чел. Тогда полные теплопоступления от людей: $Q_n = [100 + 2500 \cdot (72/3600)] \cdot 3 = 450$ Вт

$$Q_n = [65 + 2500 \cdot (115/3600)] \cdot 3 = 435 \text{ Вт}$$

Суммарные явные теплопоступления от людей:

$$Q_{я} = q \cdot n$$

Тогда поступления явной теплоты от людей составят:

$$Q_{я} = 100 \cdot 3 = 300 \text{ Вт}$$

$$Q_{я} = 65 \cdot 3 = 195 \text{ Вт}$$

Суммарные поступления влаги (в виде испаряющегося водяного пара) от людей определяются следующим образом:

$$W = g \cdot n \text{ и}$$

составят:

$$W = 0,020 \cdot 3 = 0,06 \text{ г/с}$$

$$W = 0,032 \cdot 3 = 0,096 \text{ г/с}$$

Скрытые (с испаряющейся влагой) поступления теплоты $Q_{исп}$ от людей определяются по уравнению:

$$Q_{исп} = r \cdot g \cdot n \text{ и составят: } Q_{исп} = 2500 \cdot 0,02 \cdot 3 = 150 \text{ Вт}$$
$$Q_{исп} = 2500 \cdot 0,032 \cdot 3 = 240 \text{ Вт}$$

6.2. Теплопоступления от оборудования и освещения

Поступления теплоты от оборудования $Q_{об}$ могут быть определены по следующей формуле [9]:

$Q_{об} = q_{об} \cdot m$, где: $q_{об}$ – теплопоступления от одного комплекта оборудования (например, персонального компьютера, (Вт), (согласно техническим данным $q_{об} = 55$ Вт);

m – количество комплектов оборудования (оргтехники) в одном помещении ($m = 2$).

Тогда суммарные поступления теплоты от оборудования составят: $Q_{об} = 55 \cdot 2 = 110 \text{ Вт}$

Поступления теплоты от приборов освещения $Q_{осв}$ могут быть определены следующим образом [9]:

$$Q_{осв} = k \cdot q_{осв} \cdot F,$$

где: k – коэффициент перехода электрической энергии в тепловую,
 ($k = 0,5$); $q_{\text{осв}}$ –удельные тепlopоступления от освещения на 1
 м² площади пола помещения ($q = 20$ Вт/м²);

F – площадь пола, м², ($F = 20$ м²).

Тогда поступления теплоты от приборов освещения составят:

$$Q_{\text{осв}} = 0,5 \cdot 20 \cdot 20 = 200 \text{ Вт}$$

6.3. Внешние составляющие тепlopоступлений

Тепlopоступления за счет тепlopередачи

Ранее было оговорено (см. особые условия в главе 5), что потери теплоты в холодный период года компенсируются центральной системой водяного отопления, а тепlopритоки в теплый период настолько малы, что ими можно пренебречь.

Тепlopоступления от солнечной радиации

Данные об интенсивности в городе Сочи солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле месяце в зависимости от времени суток на фасад здания, ориентированный на запад, представлены по данным [8] в таблице 6.

Таблица 6

Интенсивность солнечной радиации по часам суток

Время суток, ч.	Прямая радиация Вт/м ²	Рассеянная радиация Вт/м ²	Суммарная радиация Вт/м ²
5 – 6	-	22	22
6 – 7	-	44	44
7 – 8	-	55	55
8 – 9	-	59	59
9 – 10	-	60	60
10 – 11	-	60	60
11 – 12	-	65	65
12 – 13	37	72	109
13 – 14	193	81	274
14 – 15	371	100	471

15 – 16	490	121	611
16 – 17	509	130	639
17 – 18	452	112	564
18 – 19	292	58	350

Значение солнечной радиации в июле месяце на фасад, ориентированный на запад, максимально с 16 до 17 часов дня и составляет в расчетный час 639 Вт/м².

Для географического региона, в котором расположен объект, поступление теплоты через прозрачное ограждение (остекление) можно вычислить по следующей формуле [12]:

$$Q_{c.p} = k_{c/z} \cdot q_{c.p} \cdot F,$$

где: $k_{c/z}$ – коэффициент солнцезащиты, учитывающий уменьшение теплоступлений за счет солнцезащитных мероприятий; принимаем по справочным данным (по данным табл. 3 $k_{c/z} = 0,4$);

$q_{c.p}$ - расчетное значение интенсивности солнечной радиации, (по данным табл. 6 $q_{c.p} = 639$ Вт / м²);

F - площадь поверхности остекления, (табл. 3) $F = 3,0$ м² . Тогда поступления теплоты в теплый период года от солнечной радиации составят: $Q_{c.p} = 0,4 \cdot 639 \cdot 3 = 767$ Вт .

6.4. Полные поступления теплоты

Полные поступления теплоты представляют собой сумму всех составляющих поступлений теплоты и влаги, включая людей, оборудование, освещение и солнечную радиацию.

Для холодного периода года:

$$Q_{полн} = (Q_{я} + Q_{об} + Q_{осв}) + (r \cdot G_{вл}),$$

Для теплого периода года:

$$Q_{полн} = (Q_{я} + Q_{об} + Q_{c.p.}) + (r \cdot G_{вл}),$$

где: $r = 2500$ (кДж/кг) – удельная теплота парообразования.

Общие (полные) теплоступления составят:

- в холодный период года:

$$Q_{хполн} = (300 + 110 + 200) + (2500 \cdot 0,06) = (610 + 150) = 760 \text{ Вт} -$$

в теплый период года:

$$Q_{тполн} = (195 + 110 + 767) + (2500 \cdot 0,096) = (1072 + 240) = 1312 \text{ Вт}$$

Величина тепловлажностного отношения определяется по формуле:

$$\varepsilon_n = Q_{полн} / G_{вл}$$

и составит:

- в холодный период года: $\varepsilon_n = (610 + 150) / 0,060 = 12\,667 \text{ Дж/г}$ - в

теплый период года: $\varepsilon_n = (1072 + 240) / 0,096 = 13\,667 \text{ Дж/г}$

6.4. Минимально необходимый расход наружного воздуха

Согласно СП 60.13330.2012 (Приложение К) на одного человека при восьмичасовом рабочем дне санитарная норма объемного расхода наружного воздуха составляет [6]:

$$L_{с.н} = 60 \text{ (м}^3\text{/ч)/чел.}$$

Тогда общий объемный расход минимально необходимого расхода наружного воздуха определяется по формуле:

$$L_{нмин} = L_{с.н} \cdot n$$

$$L_{нмин} = 60 \cdot 3 = 180 \text{ м}^3\text{/ч}$$

Для перехода от объемного к массовому расходу воспользуемся формулой:

$G_{нмин} = (\rho_v \cdot L_{нмин}) / 3600$, где: $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при «стандартных» условиях.

Тогда массовый расход воздуха составит:

$$G_{нмин} = (1,2 \cdot 180) / 3600 = 0,06 \text{ кг/с.}$$

6.5. Расход приточного воздуха

Для определения расхода воздуха на притоке находим параметры приточного воздуха в теплый период года из уравнения теплового баланса по известному значению минимально необходимого расхода наружного воздуха:

$$Q_{изб} = c_v \cdot G_n \cdot (t_{03} - t_n), \quad \text{изб}$$

$$\text{где } G_n = G_{нмин} = 0,06 \text{ кг/с.}$$

Тогда температура приточного воздуха: t_n

$$= t_{03} - Q_{изб} / (c_v \cdot G_n)$$

$$t_n = 25 - 1,072 / (1 \cdot 0,06) = 7 \text{ }^\circ\text{C.} \quad \text{изб}$$

Данная температура приточного воздуха соответствует точке (·) М на *h-d* диаграмме (см. рис. 6). Эта точка соответствует зоне «неустойчивых» параметров атмосферного воздуха [1,4]. Исходя из этого, минимально возможные параметры приточного воздуха, необходимые для ассимиляции поступлений теплоты и влаги, соответствуют точке (·) П^Г на *h-d* диаграмме со значением температуры $t_n = 15,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

При рабочей разности температур в теплый период года ($t_{\text{оз}} - t_n$), равной $9,5 \text{ }^\circ\text{C}$, расчетный воздухообмен по ассимиляции явной теплоты в каждом помещении определяется по формуле:

$$G_n = Q_{\text{ном}} / c_v \cdot (t_v - t_n) \text{ и составит } G_n = 1,072 / (1 \cdot (25 - 15,5)) = 0,113 \text{ кг/с.}$$

Общий расход приточной установки для 4-х помещений:

- по массовому расходу: $G_n = (4 \cdot 0,113) = 0,452 \text{ кг/с}$ - по
 объемному расходу: $L_n = (3600 / 1,2) \cdot 0,452 = 1356 \text{ м}^3/\text{ч}$

Глава 7. Подбор оборудования основных подсистем

7.1 Формирование технического решения системы

Используя уравнения теплового и влажностного балансов, можно определить параметры подаваемого в помещение воздуха в холодный период года, при расчетном необходимом расходе наружного воздуха: $Q_{\text{я}} = c_v \cdot G_n \cdot (t_{\text{оз}} - t_n)$, *изб* где t_n – температура воздуха на притоке $t_n = t_{\text{оз}} - Q_{\text{я}} / (c_v \cdot G_n)$.

Тогда $t^x = 20 - (4 \cdot 0,61 / (1 \cdot 0,452)) = \text{изб } 14,6 \text{ }^\circ\text{C.} \quad n$

Значение влагосодержания определяется из уравнения влажностного баланса

$$G_{\text{вл}} = G_n \cdot (d_y - d_n), \text{ где } d_n \text{ – влагосодержание}$$

$$\text{воздуха на притоке } d_n = d_y - (G_{\text{вл}} / G_n),$$

тогда: $d_n = 5,8 - (4 \cdot 0,06 / 0,452) = 5,3 \text{ г/кг}$

$$Q_{\text{полн}} = G_n \cdot (h_y - h_n),$$

где h_n – энтальпия воздуха на притоке

$$h_n = h_y - (Q_{\text{полн}} / G_n) =$$

$$= 34,5 - (4 \cdot 0,760 / 0,452) = 27,8 \text{ кДж/кг}$$

Исходя из полученных значений, воздух в холодный период года на притоке (·) П^х имеет параметры: $t_n = 14,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_n = 5,3 \text{ г/кг}$, $h_n = 27,8 \text{ кДж/кг}$.

В теплый период года рабочая разность температур $\Delta t_p = 9,5$ °С, т.е. температура приточного воздуха $t_n = 15,5$ °С.

Используя вышеприведенные уравнения тепловых и влажностных балансов, вычисляем значения влагосодержания и удельной энтальпии приточного воздуха:

$$d_n = 11,8 - (4 \cdot 0,096 / 0,452) = 11 \text{ г/кг}; h_n = 55,0 - (4 \cdot 1,312 / 0,452) = 43 \text{ кДж/кг}.$$

Исходя из полученных значений, воздух в теплый период года на притоке (·) П^г имеет параметры: $t_n = 15,5$ °С, $d_n = 11$ г/кг и $h_n = 43$ кДж/кг. Значения параметров воздуха в помещении и наружного воздуха на притоке в холодный и теплый времена года нанесены на ***h-d*** диаграмму влажного воздуха (см. рис. 6). На данной диаграмме также изображены процессы обработки наружного воздуха: нагрев в холодный период года и охлаждение (с осушением) в теплый период года.

Основные расчетные величины (параметры воздуха в объекте и на притоке, а также избытки теплоты и влаги по периодам года) представлены ниже.

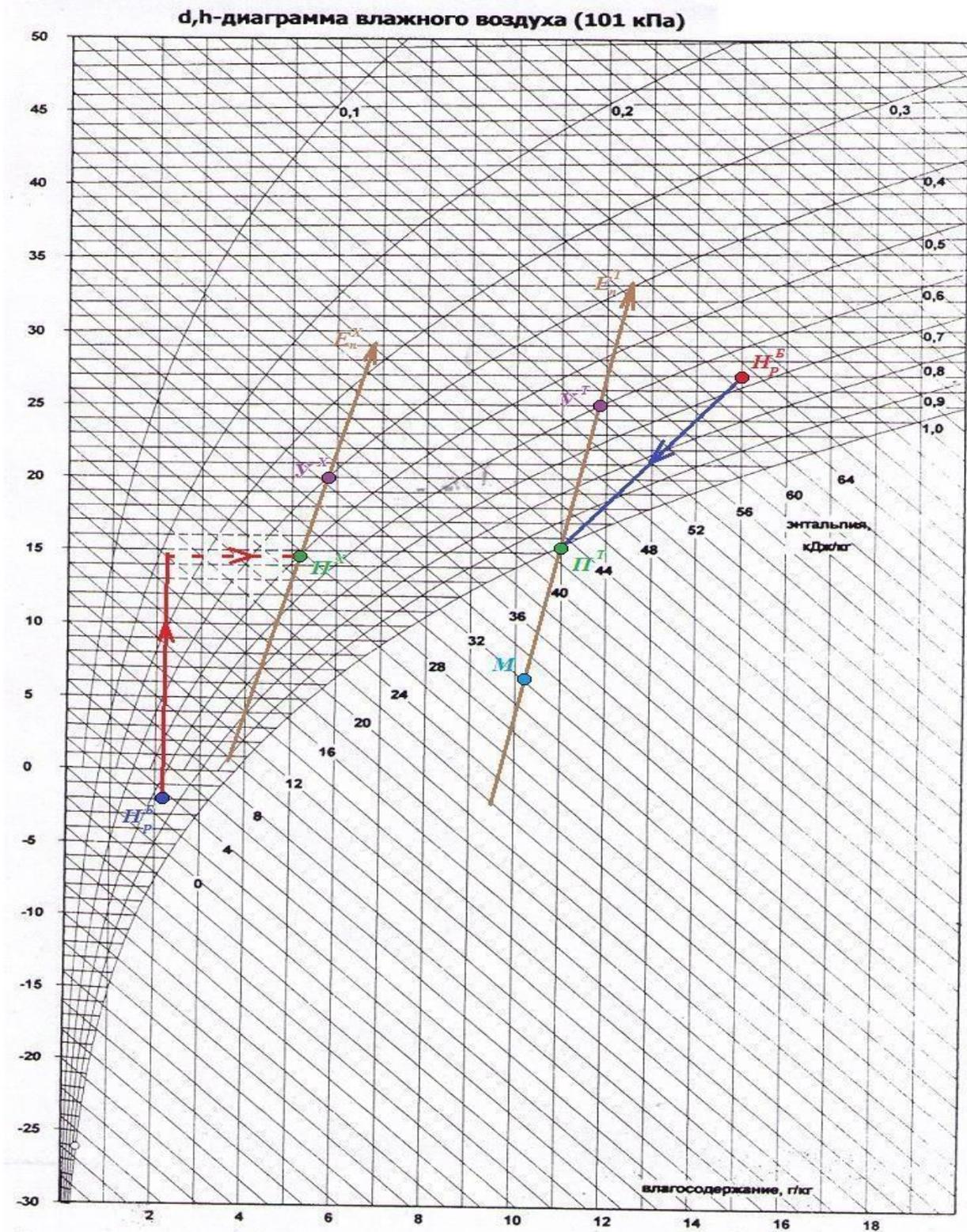


Рис. 6 Фрагмент ($h-d$) - диаграммы влажного воздуха Параметры воздуха в помещении:

- в холодный период года: (\cdot) Y^x :

$$t_y = t_{oz} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, \varphi_y = \varphi_{oz} \sim 40 \%, h_y = h_{oz} = 34,5 \text{ кДж/кг}, d_y = d_{oz} = 5,8 \text{ г/кг};$$

- в теплый период года: (\cdot) Y^m :

$t_y = t_{oz} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_y = \varphi_{oz} \sim 60 \%$, $h_y = h_{oz} = 55 \text{ кДж/кг}$, $d_y = d_{oz} = 11,8 \text{ г/кг}$.

Расчетные избытки теплоты и влаги:

- в холодный период года:

$Q_{язб} = 0,61 \text{ кВт}$, $Q_{скр} = 0,15 \text{ кВт}$, $Q_{избп} = 0,76 \text{ кВт}$, $G_{вл} = 0,06 \text{ г/с}$; -

в теплый период года:

$Q_{язб} = 1,072 \text{ кВт}$, $Q_{скр} = 0,24 \text{ кВт}$, $Q_{избп} = 1,312 \text{ кВт}$, $G_{вл} = 0,096 \text{ г/с}$.

Минимально необходимый расход наружного воздуха:

$L_{нмин} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$, $G_{нмин} = 0,06 \text{ кг/с}$.

Расход приточного воздуха:

$L_n = 1356 \text{ м}^3/\text{ч}$, $G_n = 0,452 \text{ кг/с}$.

Параметры воздуха:

$t_{хп} = 14,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_{хп} = 5,3 \text{ г/кг}$, $h_{хп} = 27,8 \text{ кДж/кг}$; t_n

$= 15,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_{пн} = 11 \text{ г/кг}$, $h_n = 43 \text{ кДж/кг}$.

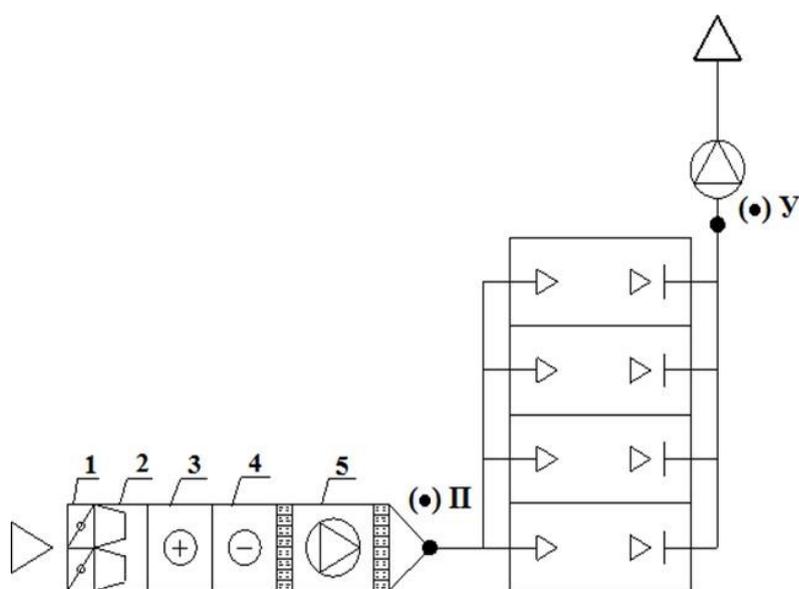


Рис. 7 Принципиальная схема приточной установки

Центральная приточная система кондиционирования

Принципиальная схема центральной многозональной системы кондиционирования воздуха для объекта представлена на рисунке 7 В состав приточной установки входят:

1. Воздушная заслонка, через которую осуществляется забор наружного воздуха.

2. Фильтр, который служит для очистки подаваемого воздуха и препятствует оседанию пыли в сетях воздуховодов и компонентах приточной системы.
3. Воздухонагреватель, который необходим в холодный период года для поддержания параметров микроклимата в помещении путем нагрева воздуха.
4. Воздухоохладитель, который необходим в теплый период года для поддержания параметров микроклимата в помещении путем охлаждения воздуха.
5. Вентилятор, который служит для перемещения воздуха по сети воздуховодов и компонентам приточной установки.

Производительность системы, рассчитанная ранее, составляет:

по массовому расходу: $G_n = 0,452 \text{ кг/с}$ по

объемному расходу: $L_n = 1356 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Расчетный расход теплоты в холодный период года определяется по уравнению:

$$Q_t = c_v \cdot G_n \cdot (t_n - t_{np}),$$

где t_n – температура наружного воздуха на притоке; t_{np} – наружная расчетная температура по параметрам Б.

$$Q_t = 1 \cdot 0,452 \cdot (14,6 - (-2)) = 7,5 \text{ кВт.}$$

Расчетный расход холода в теплый период года определяется по зависимости:

$$Q_x = c_v \cdot G_n \cdot (t_{np} - t_n)$$

$$Q_x = 1 \cdot 0,452 \cdot (27,2 - 15,5) = 5,29$$

$$Q_x = G_n \cdot (h_{np} - h_n)$$

$$Q_x = c_v \cdot G_n \cdot (t_{np} - t_n) + r \cdot G_{конд},$$

где $G_{конд}$ – массовый расход конденсируемой влаги, равный: $G_{конд} =$

$$G_n \cdot (d_{np} - d_n) =$$

$$= 0,452 \cdot (15,1 - 11) = 1,85 \text{ г/с};$$

$$Q_x = 0,452 \cdot (65 - 43) = 5,29 + (2,5 \cdot 1,85) = 9,9 \text{ кВт.}$$

7.2. Подбор оборудования приточной установки

Аэродинамический расчет приточной установки

Для осуществления подбора вентилятора в приточной установке необходимо выполнить аэродинамический расчет данной системы, аксонометрическая схема которой представлена на рис. 8. Данный расчет производился согласно методике, изложенной в «Справочнике проектировщика» [9].

Сеть воздуховодов необходимо разбить на участки. Участок – это часть воздуховода, на котором объемный расход воздуха и поперечное сечение воздуховода имеют постоянное значение. Данная сеть представляет собой 7 участков, из которых магистральную ветвь составляют лишь 4 участка: 1, 2, 3 и 4 участка. Магистральным воздуховодом считается тот воздуховод, который наиболее удлиненный и (или) наиболее «загруженный». Местные сопротивления на участках представлены в таблице 7.

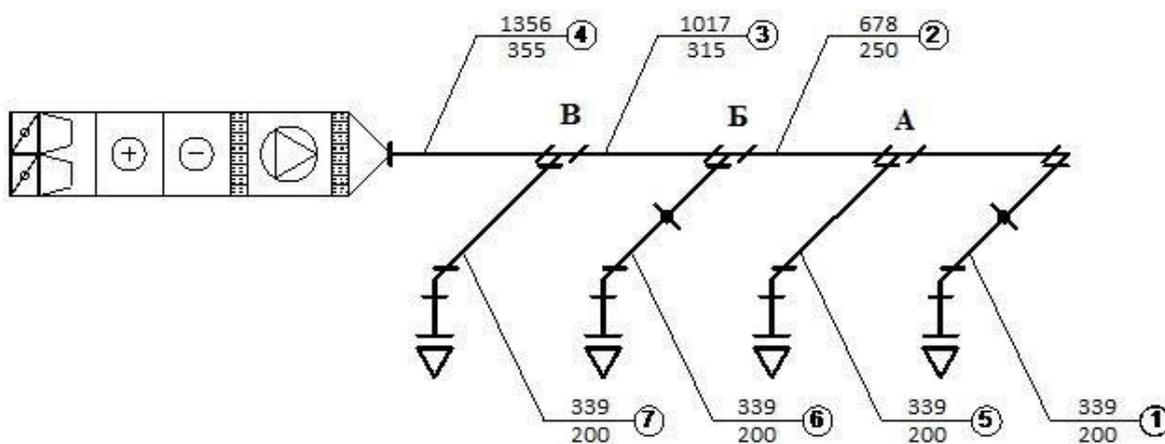


Рис. 8 Аксонометрическая схема приточной установки

Таблица 7

Местные сопротивления на участках

Местные сопротивления,	Номера участков						
	1	2	3	4	5	6	7
Тройник на проход	-	0,4	1,55	2,0	-	-	-
Тройник на ответвление	-	-	-	-	0,6	0,55	0,55
Колено	0,21	-	-	-	-	-	-
распределительное устройство	1,4	-	-	-	1,4	1,4	1,4

Результаты расчетов представлены в табличной форме (см. табл. 8).

Допущение: При проведении аэродинамического расчета условно принято, что воздухораспределительное устройство имеет значение местного сопротивления, равное 1,4.

Результаты аэродинамического расчета приточной сети

№ уч	Расход воздуха $L, \text{ м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{ м}$	Скорость воздуха $v,$ м/с	Размер воздуховода $d, \text{ мм}$	Потери давления на трение		Динамическое давление $p_d = \rho v^2/2,$ Па	Сумма коэф. местных сопротивле- ний $\sum \zeta$	Потери давления на местные сопротивления $z, \text{ Па}$	Общие потери давления на участке, $(Rl + z),$ Па
					на 1 м $R, \text{ Па}$	$Rl,$ Па				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	339	7	3	200	0,604	4,228	5,4	1,61	8,69	12,9
2	678	5	4	250	0,763	3,815	9,6	0,4	3,84	7,7
3	1017	5	4	315	0,583	2,915	9,6	1,55	14,88	17,8
4	1356	20	4	355	0,507	10,14	9,6	2,0	19,2	29,3
5	339	2	3	200	0,604	1,208	5,4	2,0	10,8	12,0

6	339	2	3	200	0,604	1,208	5,4	1,95	10,53	11,7
7	339	2	3	200	0,604	1,208	5,4	1,95	10,53	11,7

После завершения расчета, необходимо произвести увязку давлений в узлах. Узел – это местное сопротивление, в котором происходит деление потока воздуха. Если потери давления на ответвлении превышают 10 %, то необходимо предпринять одну из следующих мер:

- изменение диаметра воздуховода;
- выравнивание давления в процессе наладки; - установка диафрагмы. Узел А:

Потери давления на участке 1 и 5 менее 10 %, следовательно, установка диафрагмы не требуется.

Узел Б:

Потери давления на участке 6: 11,7 Па

Потери давления на участках: 1 и 2: 20,6 $((11,7 - 20,6)/20,6) \cdot 100\% = 42,6 \%$, следовательно, необходимо установить диафрагму.

Для подбора диафрагмы нужного размера, способной погасить избыточное давление, вычисляем коэффициент ее местного сопротивления по формуле [9]:

$$\zeta = (\Delta p_{в.в.} - \Delta p_{в.отв.}) / (\rho \cdot v_{отв}^2 / 2) \zeta \\ = (20,6 - 11,7) / 9,6 = 0,93$$

следовательно, необходимо установить диафрагму диаметром $d = 264$ мм.

Узел В:

Потери давления на участке 7: 11,7 Па Потери

давления на участках: 1,2 и 3:

38,4 Па

$$((38,4 - 11,7) / 38,4) \cdot 100\% = 69,5 \%$$

Следовательно, необходимо установить диафрагму ζ

$$= (38,4 - 11,7) / 5,4 = 4,9,$$

Следовательно, необходимо установить диафрагму диаметром $d = 240$ мм.

До увязки давлений потери давления на участках сети нагнетания составляли: $\Delta p_{наг} = 68$ Па, после – $\Delta p_{наг} = 40$ Па.

Установка для обработки воздуха

При осуществлении подбора установки для обработки воздуха необходимо знать ее расчетную производительность по воздуху и технологическую схему.

Согласно уравнению неразрывности потока: $L = v \cdot S$,

где L – объемный расход воздуха; v – скорость движения воздуха в поперечном сечении установки; S – площадь поперечного сечения установки.

От объемного расхода воздуха и скорости движения воздуха в приточной установке зависит ее типоразмер. Рекомендуемая скорость воздуха $v = 3$ м/с, объемный расход $L_n = 1356$ м³/ч. $S = L / v = 1356 / (3600 \cdot 3) = 0,126$ м²

Ближайший типоразмер установки, соответствующий этому значению поперечного сечения, имеет следующий размер: (А х Б) = (50 х 25) см.

Тогда фактическая скорость движения воздуха в приточной установке составит $v_{ф} = L / (3600 \cdot S_{ф}) = 1356 / 3600 \cdot (0,5 \cdot 0,25) = 3,01$ м/с.

В данном объекте после приточной установки используется воздуховод с меньшей площадью поперечного сечения, следовательно, фактическая скорость в начале сети воздуховодов составит $v_{ф} = 1356 \cdot 4 / (3600 \cdot 3,14 \cdot 0,3552) = 3,8$ м/с

Для подбора приточного вентилятора необходимо вычислить потери давления сети, которые складывается из давления всасывания и нагнетания

$$\Delta p_{сети} = \Delta p_{вс} + \Delta p_{наг}$$

Потери давления на всасывании принимаем с учетом шумоглушителя $\Delta p_{сети} = 175 + 40 = 215$ Па

Исходя из этого, выбираем вентилятор WRW 50-25/22.4D, у которого максимальное давление при данном расходе составляет 230 Па [16].

Акустический расчет приточной установки

Вентилятор является основным источником аэродинамического шума. При движении воздуха снижение уровня звукового давления (УЗД) происходит в элементах сети ($\Delta L_{\text{сети}}$) и в помещении ($\Delta L_{\text{пом}}$).

Акустический расчет производится по методике, изложенной в «Справочнике проектировщика» [9]. Нормативный уровень звукового давления (УЗД) для офисных помещений представлен в ГОСТ 12.1.003-83 [18] и занесен в таблицу.

Рабочая точка, для которой производится акустический расчет, находится в вентилируемом помещении, а аэродинамический шум распространяется по сети воздуховодов. При расчете уровня звукового давления в рабочей точке используется зависимость [9]:

$$L_{p.m.} = L_{окт} - (\Delta L_{\text{сети}} + 10 \lg B), \text{ где: } L_{окт} - \text{октавные}$$

уровни звуковой мощности вентилятора.

«Заглушение» шума в помещении определяется по зависимости [9]:

$\Delta L_{\text{пом}} = 10 \lg B$, где B – постоянная помещения в октавных полосах частот. $B = \mu \cdot B_{1000}$, где μ - частотный множитель;

B_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте ν
 $= 1000 \text{ Гц}$.

$$B_{1000} = V_{\text{пом}} / 10$$

Сопоставляя приведенные выше зависимости, получаем:

$$L_{p.m.} = L_{окт} - (\Delta L_{\text{сети}} + \Delta L_{\text{пом}})$$

Для расчета октавных уровней звуковой мощности вентилятора используется формула [9]:

$$L_{окт} = \bar{L} + 20 \lg \nu + 10 \lg Q + \delta - \Delta L_1 + \Delta L_2$$

Аналогичные значения приводятся технической документацией на вентилятор. Данные УЗД вентилятора занесены в таблицу 10.

Снижение УЗД в сети определяется по формуле, представленной ниже, результаты приведены в таблице 9. $\Delta L_{\text{сети}} = \Sigma$, где ΔL_p – снижение октавных уровней звуковых мощностей в отдельных элементах воздуховодов [9].

Таблица 9 Снижение уровней звукового давления в сети

	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{\text{сети}}$, дБ	4,2	4,2	3,15	2,1	1,8	1,8	1,8	1,8

Согласно ГОСТ 12.1.003-83 [18], постоянный уровень звука в течение 8-часового рабочего дня может изменяться не более чем на 5 дБ. Исходя из этого, проанализировав полученные данные, снижение шума в сети можно не учитывать. Тогда УЗД в рабочей точке определяется зависимостью:

$$L_{p.m.} = L_{окт} - \Delta L_{ном}$$

Расчетные и нормативные УЗД в октавных частотах в рабочей точке представлены в таблице 10. При сопоставлении этих величин можно сделать вывод, что есть необходимость принять меры по уменьшению аэродинамического шума. Для этого после приточного вентилятора необходимо установить шумоглушитель [16]. Схема распространения аэродинамического шума представлена на рис. 9.

Сведения о том, насколько шумоглушитель уменьшает уровень шума, а также расчет УЗД в рабочей точке с учётом шумоглушителя представлены в таблице 10 и графически изображены на рис. 10.

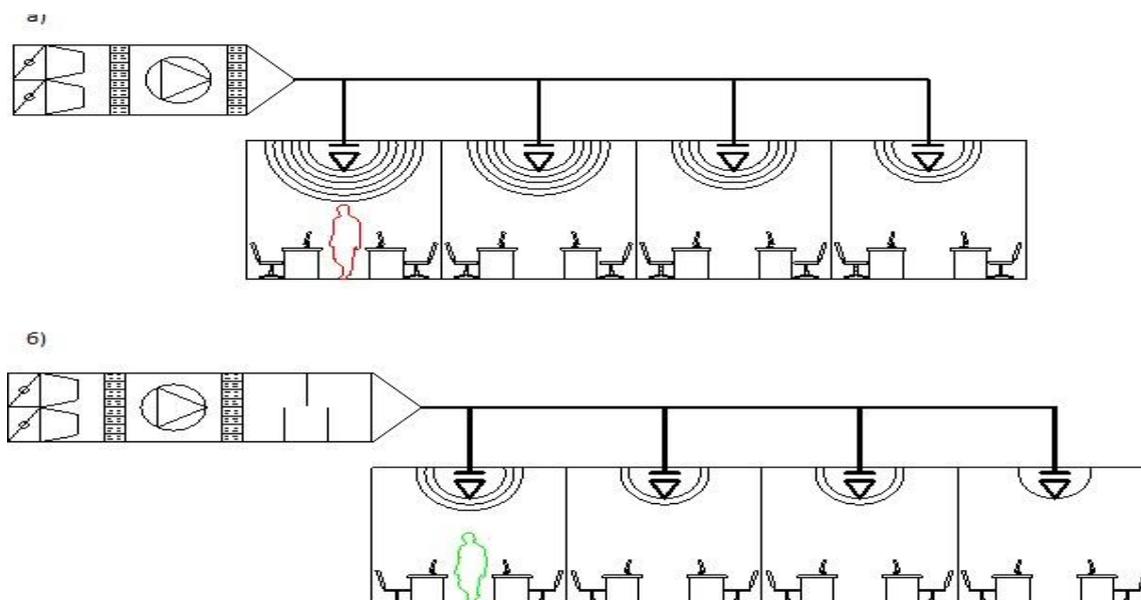


Рис. 9 Схема распространения аэродинамического шума:

- а) до установки шумоглушителя;
 б) после установки шумоглушителя.

Таблица 10

Данные по акустическому расчету приточной установки

№	Величины	Октавные полосы частот, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	Нормируемый УЗД, $L_{\text{норм}}$	71	61	54	49	45	42	40	38
2	УЗД источника, $L_{p.\text{окт.}}$	37,9	49,6	57,4	64,3	67,9	63,9	62	55,9
3	Частотный множитель μ	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
4	$\Delta L_{\text{пом}} = 10 \lg B$	6,81	6,53	6,23	6,81	7,78	9,24	10,33	11,76
5	Расчетная точка, $L_{p.\text{т.}}$	32,69	53,17	53,17	61,09	63,32	61,78	57,37	47,04
6	Шумоглушитель, $\Delta L_{\text{шг}}$	22,7	19,2	18,8	28,4	39,9	47,3	51,8	49
7	$L_{\text{оз}} = L_{p.\text{т.}} - \Delta L_{\text{шг}}$	9,99	33,97	34,37	32,69	23,42	14,48	5,57	-1,96

Сопоставляя полученные данные с нормативными значениями уровня шума, можно сделать следующий вывод: установка шумоглушителя после приточного вентилятора позволяет достигнуть необходимых значений УЗД во всех октавных полосах частот.

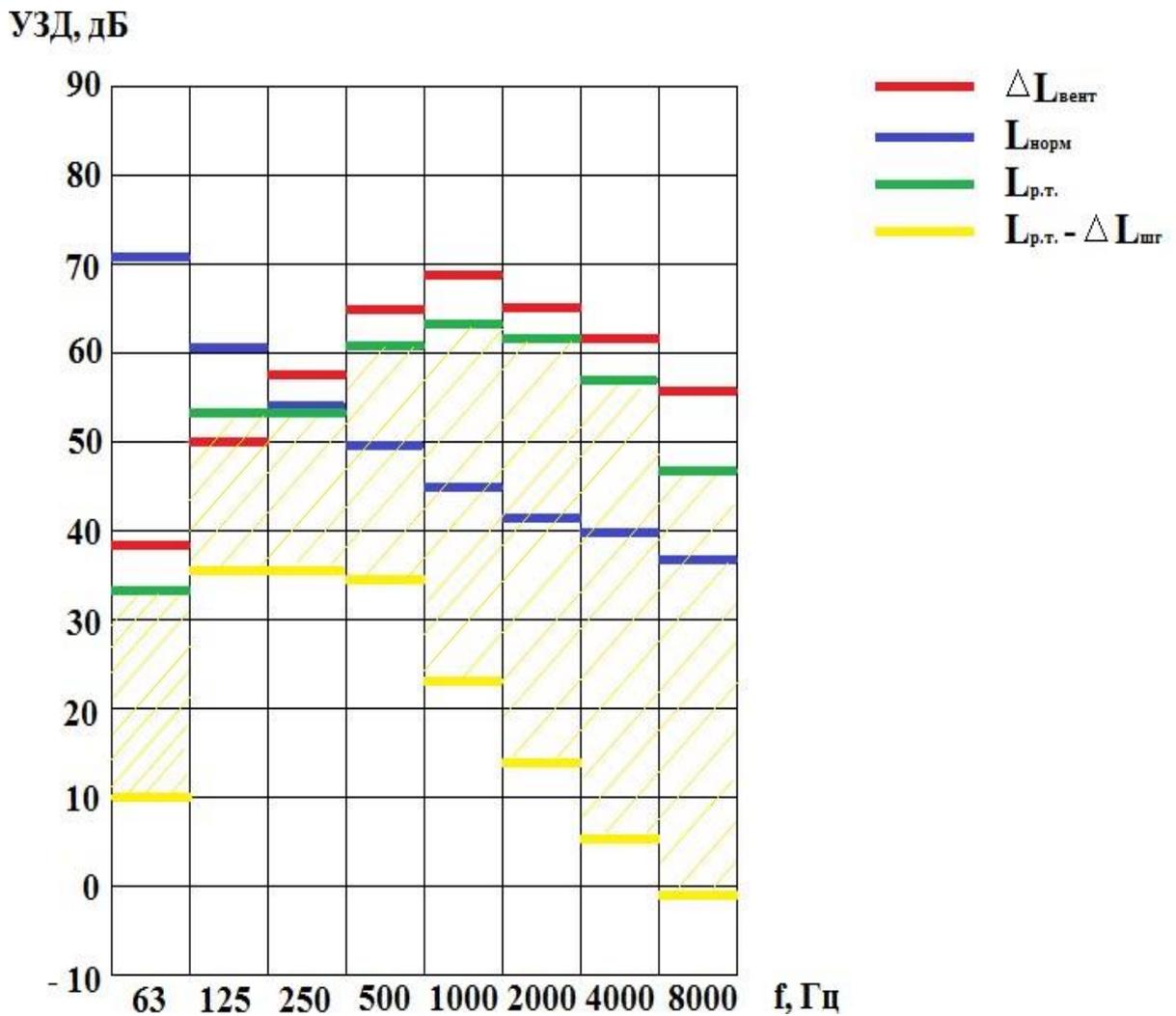


Рис. 10 Графическое представление результатов акустического расчета

Оборудование приточной установки

Подбор компонентов приточной установки можно осуществить при помощи каталога продукции торговой марки «Корф» [16]. В каталоге производителя климатического оборудования имеется необходимая информация, позволяющая представить габаритные размеры как отдельный элементов (узлов), так и всей приточной установки (рис. 11).

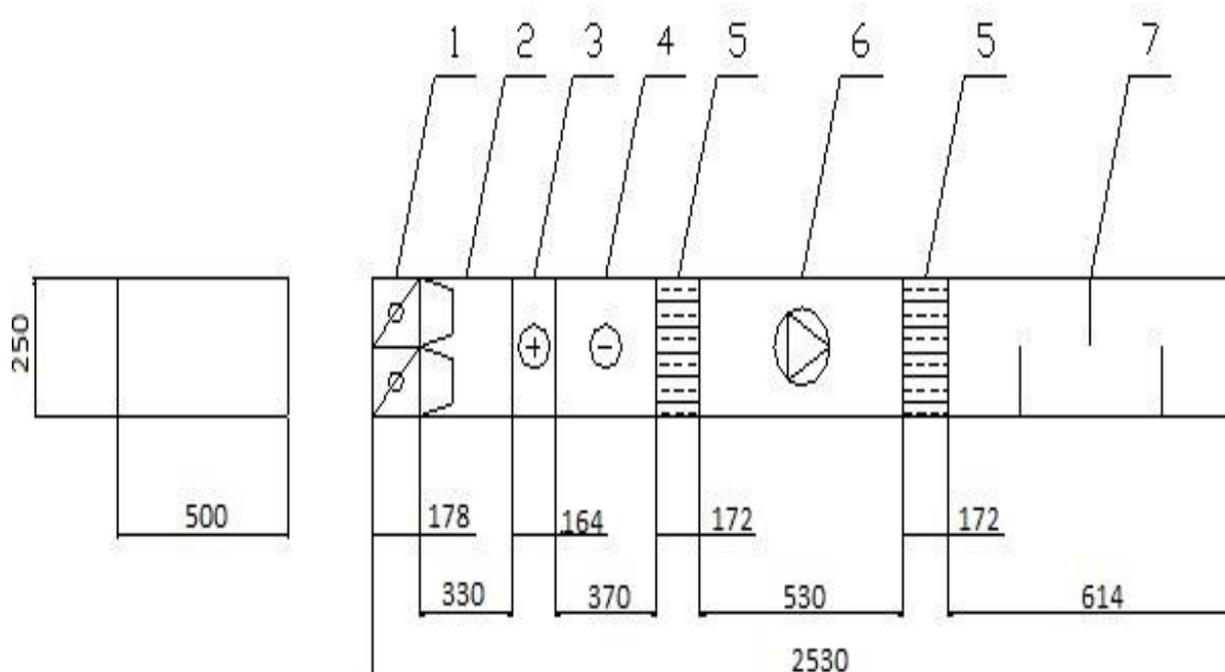


Рис. 11 Габаритные размеры приточной установки

Спецификация оборудования (отдельных элементов) приточной установки представлена в табличной форме (см. табл.11)

Таблица 11

Спецификация оборудования приточной установки

№	Наименование	Обозначение	Кол-во	Δp , Па
1	Заслонка регулирующая	ZR 50-25	1	5
2	Фильтр канальный	FKU 50-25	1	40
		WFU 50-25 G3	1	50
3	Воздуонагреватель водяной	WWN 50-25/2	1	30
4	Воздухоохладитель водяной	WLO 50-25	1	70
5	Вставка гибкая	WG 50-25	2	-
6	Вентилятор радиальный канальный	WRW 50-25/22.4D	1	230
7	Шумоглушитель канальный пластинчатый	SG 50-25/6	1	30

Подбор вытяжного вентилятора

Подбор вытяжного вентилятора производится аналогично подбору вентилятора приточного. Для этого необходимо выполнить аэродинамический расчет вытяжной установки, аксонометрическая схема которой изображена на рис. 12.

Сеть воздуховодов необходимо разбить на участки. Вытяжная сеть представляет собой 8 участков, из которых магистральную ветвь составляют лишь 5 участков: 1-го по 5 - й.

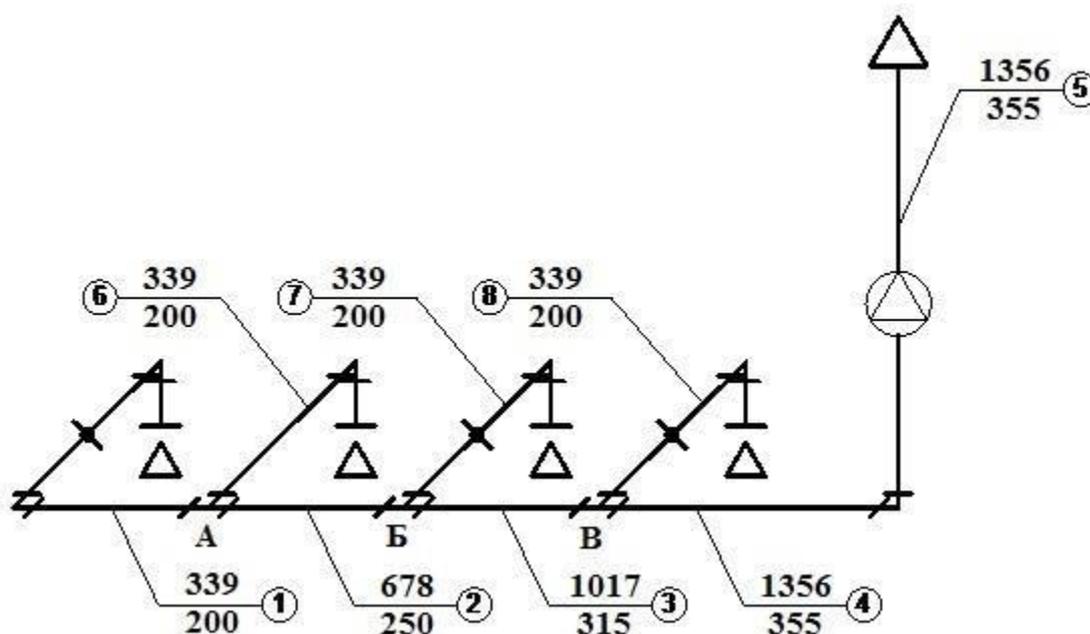


Рис. 12 Аксонометрическая схема вытяжной установки

Местные сопротивления по отдельным участкам сети вытяжной установки представлены в таблице (см. табл. 12).

Местные сопротивления участков сети

Местные сопротивления,	Номера участков							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Тройник на проход	-	0,4	1,55	2,0	-	-	-	-
Тройник на ответвление	-	-	-	-	-	0,6	0,55	0,55
Колено	0,21	-	-	0,21	-	-	-	-
Воздухозаборное устройство	1,4	-	-	-	-	1,4	1,4	1,4
Шахта	-	-	-	-	1,15	-	-	-

Результаты расчетов сведены в таблицу (табл. 13).

Допущение: при выполнении аэродинамического расчета условно принято, что воздухозаборное устройство имеет значение местного сопротивления, равное 1,4.

После завершения расчета, необходимо произвести увязку давлений в узлах. Если потери давления на ответвлении превышают 10 %, то необходимо предпринять одну из следующих мер: - изменение диаметра воздуховода;

- выравнивание давления в процессе наладки; -

установка диафрагмы. Узел А:

Потери давления на участке 1:

12,9 Па Потери давления на

участке 6: 12,0 Па $((12,0 - 12,9) /$

$12,9) \cdot 100\% = 6,98\%$, следовательно, установка диафрагмы не требуется.

Узел Б:

Потери давления на участке 6: 11,7 Па Потери

давления на участках: 1 и 2: 20,6

$((11,7 - 20,6) / 20,6) \cdot 100\% = 42,6\%$, следовательно, необходимо установить диафрагму.

Для подбора диафрагмы нужного размера, способной погасить избыточное давление, вычисляем коэффициент ее местного сопротивления [9]:

$\zeta = (\Delta p_{в.в.} - \Delta p_{в.отв.}) / (\rho \cdot v_{отв.}^2 / 2)$ $\zeta = (20,6 - 11,7) / 9,6 = 0,93$, следовательно, необходимо установить диафрагму диаметром $d = 264$ мм.

Узел В:

Потери давления на участке 7: 11,7 Па

Потери давления на участках: 1, 2 и 3: 38,4 Па

$((38,4 - 11,7) / 38,4) \cdot 100\% = 69,5\%$,

следовательно, необходимо установить диафрагму $\zeta = (38,4 - 11,7) / 5,4 = 4,9$,

следовательно, необходимо установить диафрагму диаметром $d = 240$ мм.

Для подбора вытяжного вентилятора необходимо вычислить потери давления в сети, которые складывается из давления всасывания и нагнетания:

$$\Delta p_{сети} = \Delta p_{вс} + \Delta p_{наг}$$

До увязки давлений потери давления на участках сети всасывания составляли $\Delta p_{вс} = 68$ Па, после – $\Delta p_{вс} = 40$ Па, а потери давления на нагнетающем участке $\Delta p_{наг} = 22$ Па.

Следовательно общее (суммарное) сопротивление сети составит

$$\Delta p_{сети} = 22 + 40 = 62 \text{ Па}$$

[Введите текст]

Таблица

13 Результаты аэродинамического расчета вытяжной установки

№ уч	Расход воздуха $L, \text{ м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{ м}$	Скорость воздуха $v, \text{ м/с}$	Размер воздухов ода $d,$ мм	Потери давления на трение		Динамическое давление $p_d = \rho v^2/2, \text{ Па}$	Сумма коэф. местных сопротивле- ний ζ	Потери давления на местные сопротивления $z, \text{ Па}$	Общие потери давления на участке, $(Rl + z),$ Па
					на 1 м $R, \text{ Па}$	$Rl, \text{ Па}$				
1	339	7	3	200	0,604	4,228	5,4	1,61	8,69	12,9
2	678	5	4	250	0,763	3,815	9,6	0,4	3,84	7,7
3	1017	5	4	315	0,583	2,915	9,6	1,55	14,88	17,8
4	1356	20	4	355	0,507	10,14	9,6	2,21	21,22	31,36

5	1356	20	4	355	0,507	10,14	9,6	1,15	11,04	21,18
6	339	2	3	200	0,604	1,208	5,4	2,0	10,8	12,0
7	339	2	3	200	0,604	1,208	5,4	1,95	10,53	11,7
8	339	2	3	200	0,604	1,208	5,4	1,95	10,53	11,7

При подборе вытяжного вентилятора, необходимо знать его расчетную производительность по воздуху.

Согласно уравнению неразрывности потока

$$L = v \cdot S$$

От объемного расхода воздуха и скорости движения воздуха зависит типоразмер вентилятора. Рекомендуемая скорость воздуха $v = 3$ м/с, объемный расход $L_{п} = 1\,356$ м³/ч.

$$S = L / v = 1\,356 / (3600 \cdot 3) = 0,126 \text{ м}^2$$

Ближайший типоразмер вытяжной установки, соответствующий этому значению поперечного сечения и имеет следующий размер (А x Б) = (50 x 25) см.

Тогда фактическая скорость движения воздуха в вытяжной установке составит

$$v_{ф} = L / (3600 \cdot S_{ф}) = 1\,356 / (3600 \cdot (0,5 \cdot 0,25)) = 3,01 \text{ м/с.}$$

Выбираем вентилятор WRW 50-25/22.4Е, у которого максимальное давление при данном расходе составляет 180 Па [16].

7.2. Техничко - экономические показатели

Капитальные затраты на оборудование приточной и вытяжной установки определяются по следующей зависимости: $K = 1,25 \cdot \sum Ci$, где 1,25 – коэффициент, характеризующий затраты на транспортировку оборудования, его монтаж, наладку и сдачу в эксплуатацию;

$\sum Ci$ – сумма цен на оборудование, входящее в состав установки. Цены на оборудование приведены согласно предоставленным данным торговой марки «Корф» (см. табл. 14).

Таблица 14

Цены на оборудование

Название оборудования	Обозначение	Цена, €	Кол-во	Стоимость, €
Заслонка регулирующая	ZR 50-25	60	1	60
Фильтр канальный с фильтрующей вставкой	FKU 50-25	58	1	58
	WFU 50-25 G3	27	1	27
Воздухонагреватель водяной	WWN 50-25/2	169	1	169
Воздухоохладитель водяной	WLO 50-25	299	1	299
Вставка гибкая	WG 50-25	21	4	84
Вентилятор канальный радиальный (приточный)	WRW 50-25/22.4D	393	1	393
Вентилятор канальный радиальный (вытяжной)	WRW 50-25/22.4E	403	1	403
Шумоглушитель канальный пластинчатый	SG 50-25/6	129	1	129
Итого:				1 622

Исходя из этих данных, получаем:

$$K = 1,25 \cdot 1\,622 = 2\,028 \text{ €}$$

По данным ЦБ РФ принимаем 1€ = 73 руб., следовательно

$$K = 2\,028 \cdot 73 = 148\,044 \text{ руб.}$$

Далее необходимо оценить текущие (эксплуатационные) затраты.

Для этого воспользуемся формулой:

$C = C_k + C_{\text{э}}$, где C_k – затраты на амортизацию, отчисления в фонды и т.д.;

$C_{\text{э}}$ – *затраты на электроэнергию.*

Величина затрат на амортизацию и т.д. составляет около 25 % от капитальных затрат в год:

$$C_k = 0,25 \cdot K$$

Тогда получаем:

$$C_k = 0,25 \cdot 1622 = 410 \text{ €/год}$$

$$C_k = 410 \cdot 73 = 29\,930 \text{ руб./год}$$

Затраты на электроэнергию:

$C_{\text{э}} = C_{\text{вент}} + C_x + C_t$, где $C_{\text{вент}}$ – затраты на электроэнергию, потребляемую вентилятором; C_x , C_t – затраты на охлаждение и нагрев воздуха. $C_{\text{вент}} = C_{\text{э}} \cdot N_{\text{вент}} \cdot \tau$, где $C_{\text{э}}$ – тариф на электроэнергию ($C_{\text{э}} = 3 \text{ руб./}(кВт \cdot ч)$); $N_{\text{вент}}$ – *мощность вентилятора (кВт)*; τ – *время работы установки за год (час.)*.

Электрическая мощность, потребляемая вентилятором

$$N_{\text{вент}} = (p \cdot L) / \eta$$

где p – полное давление вентилятора (Па);

L – объемный расход перемещаемого воздуха ($\text{м}^3/\text{с}$); η – КПД вентилятора.

Для приточного вентилятора:

$$L = 0,38 \text{ м}^3/\text{с}, p = 230 \text{ Па}, \eta = 0,7.$$

$$N_{\text{вент}} = (230 \cdot 0,38) / 0,7 = 0,12 \text{ кВт.}$$

Для вытяжного вентилятора:

$$L = 0,38 \text{ м}^3/\text{с}, p = 200 \text{ Па}, \eta = 0,7.$$

$$N_{\text{вент}} = (200 \cdot 0,38) / 0,7 = 0,11 \text{ кВт.}$$

Время работы установки: $T = 2570$ ч/(год).

Тогда затраты электроэнергии на привод вентиляторов составят:

$$C_{\text{вент}} = (3 \cdot 0,12 \cdot 2570) + (3 \cdot 0,11 \cdot 2570) = 925,2 + 848,1 = 1773 \text{ руб./год.}$$

Затраты на охлаждение воздуха в теплый период года:

$$C_x = C_z \cdot Q_{x\text{год}} / \eta, \text{ где } Q_{x\text{год}} - \text{годовой расход холода:}$$

$Q_{x\text{год}} = Q_x \cdot \tau$, где τ – время «выработки» холода за год, которое составляет 70 % от всего времени работы установки.

Годовые затраты на охлаждение наружного воздуха в теплый период года составят:

$$C_x = 3 \cdot 9,04 \cdot 0,7 \cdot 2570 / 2,5 = 19516 \text{ руб./год.}$$

Аналогично вычисляются затраты на нагрев воздуха в холодный период года:

$$C_{\text{т}} = 3 \cdot 7,5 \cdot 0,3 \cdot 2570 / 2,5 = 6939 \text{ руб./год.}$$

Исходя из полученных данных, определяем эксплуатационные затраты:

$$C = 29930 + 1773 + 19516 + 6939 = 58158 \text{ руб./год.}$$

Нормативный коэффициент окупаемости капитальных затрат:

$$E_n = 1 / T_n = 1 / 6,7 = 0,15 \text{ (1/год).}$$

Тогда приведенные затраты, которые включают в себя затраты единовременные и текущие, составят: $\Pi = E_n \cdot K + C = (0,15 \cdot 148044) + 58158 = 80365 \text{ руб./год.}$

Вопросы и задания

Для самоконтроля знаний

1. Общие представления о системах кондиционирования (СК), как системах компенсации возмущающих воздействий.
2. Объекты, использующие СК. Назначение и состав СК, как совокупность взаимосвязанных подсистем.
3. Требования к метеорологическим параметрам воздуха в объектах систем жизнеобеспечения. Допустимые и оптимальные метеорологические условия в объектах
4. Нормирование подачи наружного (свежего) воздуха.
5. Факторы, характеризующие наружный климат: температура, относительная влажность, скорость ветра, интенсивность солнечной радиации.
6. Использование указанных факторов в расчетах СК.
7. Внутренние составляющие возмущающих воздействий в объектах кондиционирования: избытки теплоты, влаги, газов и вредных веществ.
8. Поступления теплоты и влаги от людей
9. Поступления теплоты и влаги от людей
10. Поступления (потери) теплоты через ограждения
11. Поступления теплоты от оборудования и освещения
12. Солнечная радиация. Интенсивность ее изменения
13. Санитарная норма расхода наружного воздуха
14. Методы расчета воздухообменов в объектах
15. Воздухообмен, необходимый для нейтрализации (ассимиляции) газов и вредных веществ.
16. Воздухообмен, необходимый для удаления избытков теплоты и влаги.
17. Внешние составляющие возмущающих воздействий: трансмиссионные поступления и потери теплоты, солнечная радиация.
18. Основные уравнения механики сплошной среды
19. Основные схемные решения СК: прямоточная, с рециркуляцией, с отдельными функциями.
20. Режимы функционирования и технологическая схема прямоточной системы кондиционирования.
21. Режимы функционирования и технологическая схема системы кондиционирования с рециркуляцией.

22. Режимы функционирования и технологическая схема водовоздушной системы кондиционирования.

Задания для работы

1. Определить значение удельной энтальпии влажного воздуха при температуре $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и влагосодержании 8.0 г/кг сухого воздуха).
2. Вычислить плотность теплового потока через наружное ограждение при значениях термического сопротивления теплопередаче $0,5\text{ (м}^2\text{ }^{\circ}\text{C / Вт)}$ и температурном перепаде, равном $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Определить необходимый воздухообмен в помещении объемом $200\text{ (м}^3)$ при нормируемой кратности воздухообмена, равной $5,0\text{ (1/ч)}$.
4. На сколько градусов можно повысить температуру воздуха в поверхностном воздухонагревателе, если расход воздуха равен $3600\text{ (м}^3/\text{ч)}$, а тепловая мощность воздухонагревателя составляет 10 кВт .
5. Вычислить необходимую производительность по холоду поверхностного воздухоохладителя при расходе воздуха $7200\text{ (м}^3/\text{ч)}$ и необходимом снижении его температуры на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.
6. Определить величину расчетного воздухообмена в помещении при избытке теплоты 15 кВт и рабочем перепаде температур, равном $5,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.
7. Какой расход воздуха проходит через поперечное сечение воздуховода диаметром $1,0\text{ (м)}$, если скорость движения воздуха составляет $10,0\text{ (м/с)}$.
8. Вычислить расход наружного воздуха для 20 человек, находящихся в помещении, если санитарная норма наружного воздуха $60\text{ (м}^3/\text{ч}) / \text{чел}$.
9. Какой будет концентрация вредного вещества в рабочей зоне, если расход наружного воздуха составляет $1000\text{ (м}^3/\text{час)}$ при поступлении данного вредного вещества в рабочую зону $2,0\text{ (г/час)}$.
10. Определить значение требуемого термического сопротивления теплопередаче наружного ограждения при разности температур $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, нормируемом температурном перепаде $4,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и коэффициенте теплоотдаче $10\text{ (Вт/м}^2\text{ }^{\circ}\text{C)}$.
11. Вычислить расчетную производительность приточной установки по теплоте, если производительность по воздуху составляет $3600\text{ (м}^3/\text{ч)}$, а расчетный перепад температур равен $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.
12. Вычислить расчетную производительность приточной установки по холоду, если производительность по воздуху составляет $3600\text{ (м}^3/\text{ч)}$, а расчетный перепад удельных энтальпий влажного воздуха составляет 10 (кДж/кг) .
13. Какое давление должен развивать вентилятор приточной установки,

- если аэродинамическое сопротивление сети воздуховодов составляет 250 Па, при сопротивлении самой приточной установки равном 400 Па.
14. Необходимо ли производить акустический расчет приточной установки, если уровень звукового давления приточного вентилятора составляет 50 дБ,
при нормируемом уровне звукового давления в помещении 40 дБ.
15. Определить величину приведенных затрат для приточной установки, если капитальные затраты (инвестиции) составляют 20 000 рублей, эксплуатационные – 5 000 (руб./год) при сроке окупаемости капитальных затрат равном 5 лет.

Исходные данные на расчет

№	$t_{\text{пом, } ^\circ\text{C}}$	$d, \text{ г/кг}$	$t_{\text{пр, } ^\circ\text{C}}$	$Q, \text{ кВт}$	$t_{\text{нх, } ^\circ\text{C}}$	$t_{\text{нт, } ^\circ\text{C}}$
1	20	8	10	1	-10	40
2	20	8	10	2	-12	42
3	20	8	10	3	-14	41
4	20	8	10	4	-16	40
5	20	8	10	5	-18	39
6	20	8	10	6	-20	38
7	20	8	10	7	-22	37
8	20	8	10	8	-24	36
9	20	8	10	9	-26	35
10	20	8	10	10	-28	34
11	20	8	10	11	-30	33
12	20	8	10	12	-32	32
13	20	8	10	13	-34	31
14	20	8	10	14	-36	30
15	20	8	10	15	-38	29

$t_{\text{пом, } ^\circ\text{C}}$ – температура воздуха в помещении d ,

г/кг – влагосодержание воздуха в помещении

$t_{\text{пр, } ^\circ\text{C}}$ – температура приточного воздуха $Q, \text{ кВт}$

– теплоступления в помещении

$t_{\text{нх, } ^\circ\text{C}}$ – температура наружного воздуха в холодный период года $t_{\text{нт,}}$

$^\circ\text{C}$ - температура наружного воздуха в теплый период года

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Последовательное рассмотрение исходных условий объекта позволяет разрабатывать технические решения систем кондиционирования, необходимые для обеспечения нормируемых метеорологических условий, чистоты и газового состава воздуха в обслуживаемой зоне объекта. Многообразие объектов и их исходных условий предопределяет множество возможных вариантов технических решений. Существенное влияние на выбор того или иного решения оказывает противоречивость определяющих этот выбор показателей.

На формирование температурно-влажностного режима в помещении влияют различные воздействия: поступления (потери) теплоты и испаряющейся влаги. Для нейтрализации воздействий, нарушающих необходимый температурно-влажностный режим, в помещении устанавливают приборы охлаждения (или нагрева) или подают приточный воздух, который ассимилирует поступления теплоты и испаряющейся влаги. Значения воздействий, прежде всего теплоступлений, определяются внутренними и внешними факторами. Внутренние факторы зависят от характера деятельности в объекте, а внешние от архитектурно-строительных особенностей объекта и наружного климата. Так, теплоступления за счет солнечной радиации через светопрозрачные ограждения существенно зависят от ориентации ограждения по странам света, времени суток и географической широты региона, в котором находится объект.

Для обеспечения и поддержания нормируемых параметров микроклимата необходимо разработать технические решения системы кондиционирования, обеспечивающей нормируемые метеорологические условия, чистоту и газовый состав воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений.

Затем формируются принципиальные схемы вариантов технических решений систем кондиционирования и производится их сопоставление. Для каждого варианта технического решения системы осуществляется расчет и подбор основного оборудования отдельных функциональных

узлов и блоков (подсистем) и оцениваются их технико-экономические показатели.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лысёв В.И., Тихонов А.А. Основы расчета установок систем жизнеобеспечения: Учеб.-метод. пособие.- СПб.: Университет ИТМО, 2016.- 33 с.
2. ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях». М.: Госстрой России, 1999.
3. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»
4. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1990. - 300 с.
5. Сотников А.Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха // Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС (В 2-х томах с продолжением). Т. 1, СПб., 2013.
6. СП 60.13330.2012 СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». / Госстрой России. – М., 2004.
7. СП 131.13330.2018 СНиП 23-01-99 «Строительная климатология». М.: Госстрой России, 2003.
8. Сотников А.Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха // Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС (В 2-х томах с продолжением). Т. 11, СПб., 2013
9. Справочник проектировщика «Внутренние санитарно-технические устройства» ч. 3, кн. 2 «Вентиляция и кондиционирование воздуха» под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера, «Стройиздат», Москва, 1992.

10. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.: ил. – (Библиотека климатехника).
11. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) Учебник для вузов, М., «Высш. школа», 1970. 376 с.
12. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Издательство физико-математической литературы, 2003.
– 278 с.
13. СП 50.13330.2012 СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий». / Госстрой России. М.: 2004.
14. Отопление и вентиляция жилого здания: учеб.пособие/ В.Ф. Васильев, Ю.В. Иванова, И.И. Суханова, СПбГАСУ. – СПб., 2010.-
72 с.
15. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещении. – СПб: Издательство «АВОК Северо-Запад» , 2004. – 320 с.
16. Оборудование для вентиляции и кондиционирования 2016 т.м. Корф:[Электронный ресурс]. URL:
http://www.po-korf.ru/catalog/pdf/korf_catalog-2016.pdf
17. Цены на оборудование для вентиляции и кондиционирования т.м. Корф: [Электронный ресурс]. URL:
<http://www.po-korf.ru/price/>
18. ГОСТ 12.1.003-83 Шум. Общие требования безопасности

Лысев Владимир Иванович Рубцов
Александр Константинович

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН И
АППАРАТОВ СИСТЕМ
ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции
Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО
Зав. РИО Н.Ф. Гусарова
Подписано к печати
Заказ №
Тираж
Отпечатано на ризографе
**Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО**
197101, Санкт-Петербург, Кронверский пр., 49