

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства

Кафедра "*Санитарно-технические системы*"

Утверждено на заседании кафедры
«Санитарно-технические системы»
« 20 » января 2022 г., протокол № 5
Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

учебной дисциплины (модуля)

«Вентиляция»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки
08.03.01 – "Строительство"

с направленностью (профилем)
"Теплогазоснабжение и вентиляция"


Форма(ы) обучения: *очная, очно-заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-06-22

Тула 2022 год

Методические указания к практическим занятиям составлены доцентом В.Ф. Рожковым и обсуждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы»

протокол № 5 от «20» 01 2022 г.

Зав. кафедрой  Р.А. Ковалев

Методических указания к практическим занятиям пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы» института горного дела и строительства

протокол № _____ от «____» _____ 20 г.

Зав. кафедрой _____ Р. А. Ковалев

Методические указания к практическим занятиям пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы» института горного дела и строительства

протокол № _____ от «____» _____ 20 г.

Зав. кафедрой _____ Р. А. Ковалев

Цели и задачи практических занятий

1. Закрепление теоретических знаний, полученных по материалам лекций и учебной литературы.
2. Практическое ознакомление с действующими видами инженерных систем общественных зданий.
3. Овладение методами расчётов технико-эксплуатационных показателей работы систем и оборудования и их экономической эффективности.
4. Умение дать аналитическую оценку конструктивных и эксплуатационных достоинств и недостатков действующих или заданных систем и оборудования на основе результатов работы и сделать вывод о целесообразности и эффективности использования данных видов систем и оборудования.

План практических занятий

Очная форма обучения

№ п/п	Темы практических занятий
<i>6 семестр</i>	
1	Определение основных параметров влажного воздуха с помощью I – d - диаграммы
2	Построение в I – d – диаграмме процессов нагрева и охлаждения воздуха
3	Построение в I – d – диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения воздуха
4	Расчет тепlopоступлений в помещениях гражданских зданий
5	Расчет поступлений в помещения гражданских зданий влаго-и газовыделений
6	Расчет воздухообмена из условия удаления из помещений избыточной теплоты и влаги
7	Расчет воздухообмена из условия удаления из помещений газовых вредностей и пыли
8	Расчет воздухообмена по нормативной кратности
9	Воздухообмен горячего цеха
10	Местная вытяжная вентиляция
11	Расчет производительности общеобменной вентиляции
12	Расчет калориферов
13	Аэродинамический расчет систем вентиляции с механическим побуждением движения воздуха
14	Аэродинамический расчет систем вентиляции с естественным побуждением движения воздуха.
15	Расчет воздухоприемных и воздухораздающих устройств
16	Расчет воздуховодов равномерной раздачи
<i>7 семестр</i>	
17	Расчет тепловыделений в производственных помещениях
18	Расчет влаговыведений в производственных помещениях
19	Расчет газо-паро- и пылевыведений в производственных помещениях
20	Расчет вытяжных зонтов и вытяжных шкафов
21	Расчет зонтов-козырьков и комбинированных зонтов
22	Расчет боковых и кольцевых отсосов
23	Расчет бортовых отсосов
24	Расчет аэрации

№ п/п	Темы практических занятий
25	Расчет воздушного душа
26	Расчет воздушной завесы шиберного типа
27	Расчет воздушной завесы смешивающего типа
28	Расчет воздухообмена промышленного здания
29	Расчет воздухоподогревающих устройств
30	Аэродинамический расчет вентиляционных систем

Очно-заочная форма обучения

№ п/п	Темы практических занятий
<i>6 семестр</i>	
1	Определение основных параметров влажного воздуха с помощью I – d - диаграммы
2	Построение в I – d – диаграмме процессов нагрева и охлаждения воздуха
3	Построение в I – d – диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения воздуха
4	Расчет тепlopоступлений в помещениях гражданских зданий
5	Расчет поступлений в помещения гражданских зданий влаго-и газовыделений
6	Расчет воздухообмена из условия удаления из помещений избыточной теплоты и влаги
7	Расчет тепловыделений в производственных помещениях

Отчёт о проделанной работе

Отчёт о проделанной работе оформляется индивидуально каждым студентом в тетради в следующей последовательности:

Наименование работы.

Цель выполняемой работы.

Исходные данные к работе расчётного характера.

Расчётная часть или принципиальные схемы систем или оборудования (изображаются от руки ручкой или карандашом) с определением некоторых их характеристик.

Вывод по результатам работы.

Каждая выполненная и оформленная работа завершается её устной защитой, на которой студент должен проявить знания по соответствующему теоретическому и практическому разделу изучаемой дисциплины и получить зачёт по данной работе.

Методические указания к проведению практических занятий

Раздел III. Обработка приточного воздуха

1. Расчет вредных выделений в помещении гражданских зданий

К вредным выделениям относят избыточное тепло, влагу (водяные пары, выделяющиеся в помещении), различные газы и пары вредных веществ, а также пыль.

В производственных помещениях указанные вредные выделения могут находиться в самых разнообразных сочетаниях. В помещениях общественных зданий обычно имеются избытки тепла, влаги и углекислого газа.

1.1. Расчет поступлений теплоты в помещения

Теплопоступления от людей

От людей в помещения поступает явная теплота (за счет лучисто-конвективного теплообмена с воздухом и поверхностями помещения) и скрытая теплота (выделяемая с влагой выдыхаемого воздуха и за счет испарений с поверхности кожи). Полная теплота равна сумме явной и скрытой теплоты. Теплопоступления от людей определяются теплопродукцией, зависящей от тяжести выполняемой работы; температурой и влажностью окружающего воздуха, его подвижностью; теплоизолирующими свойствами одежды и ее паропроницаемостью; особенностями терморегуляции самого человека. Теплопродукция человека и его способность к терморегуляции зависят от пола и возраста.

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{яв}} + Q_{\text{ск}}; \quad (1.1)$$

$$Q_{\text{яв}} = 3,6 \cdot q_{\text{яв}} \cdot n; \quad Q_{\text{пол}} = 3,6 \cdot q_{\text{пол}} \cdot n,$$

где $Q_{\text{пол}}$, $Q_{\text{яв}}$, $Q_{\text{ск}}$ – тепловыделения от людей соответственно полные, явные, скрытые кДж/ч; $q_{\text{пол}}$, $q_{\text{яв}}$ – тепловыделения одним человеком (соответственно полные и явные), принимаемые в зависимости от интенсивности физической нагрузки у людей и температуры в помещении, Вт, принимаются по табл.1; n – количество людей в помещении, чел.

В табл.1 приведены данные о тепловыделениях взрослого мужчины в легкой одежде при различных температурах воздуха в помещении и различных видах деятельности. Теплопоступления от женщин считаются равными 85% от величины, указанной в табл. 1, от детей до 10 лет — 75%. Теплопоступления от людей в верхней одежде следует вводить в расчет с коэффициентом 0,75.

Следует суммировать теплопоступления от людей, занятых трудовой деятельностью различных категорий и находящихся в одном помещении. Например, для определения избытков явного тепла $Q_{\text{люд.я}}$, Вт:

$$Q_{\text{люд.я}} = q_{\text{я. пок}} \cdot n_{\text{пок}} + q_{\text{я. л}} \cdot n_{\text{л}} + q_{\text{я. ср}} \cdot n_{\text{ср}}. \quad (1.2)$$

где: $q_{\text{я. пок}}$, $q_{\text{я. л}}$, $q_{\text{я. ср}}$ — количество явной теплоты, выделяемой человеком соответственно в покое, при легкой работе и при работе средней тяжести, Вт/(ч·чел) по табл.1; $n_{\text{пок}}$, $n_{\text{л}}$, $n_{\text{ср}}$ — число людей, соответственно находящихся в покое, занятых легкой работой и работой средней тяжести.

Таблица 1.

Количества тепла q , Вт, влаги W , г/ч, и диоксида углерода CO_2 , г/ч, выделяемых человеком

Показатели	Значения параметров при температуре воздуха в помещении. °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя (в театрах, клубах, залах собраний)						
Теплота: явная	140	120	90	60	40	10
полная	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
Двуокись углерода	23	23	23	23	23	23
При легкой работе (учреждения, вузы, персонал поликлиник, покупатели магазинов, посетители кафе швейное производство, приборостроение. машиностроение, полиграфическая промышленность и др.)						
Теплота: явная	150	120	100	65	40	5
полная	180	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
Двуокись углерода	25	25	25	25	25	25

При работе средней тяжести (стоячая работа персонала магазинов, кафе, столовых, мастерских, ткацко- прядильное производство, механо-сборочные, деревообрабатывающие, сварочные цехи)						
Теплота: явная	165	135	105	70	40	5
полная	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280
Двуокись углерода	35	35	35	35	35	35
При тяжелой работе (кузнечные, литейные, термические, мартеновские, прокатные цехи)						
Теплота: явная	200	165	130	95	50	10
полная	290	290	290	290	290	290
Влага	135	185	240	295	355	415
Двуокись углерода	45	45	45	45	45	45

Пример 1. Требуется определить явные, полные и скрытые тепловыделения от людей в зрительном зале с числом посадочных мест 600 при температуре внутреннего воздуха 23 °С.

Решение. По табл.1 путем интерполирования определяем, что в состоянии покоя 1 чел. при температуре 23 °С выделяет 72 Вт явного тепла и 105 Вт полного тепла. Отсюда явные тепловыделения от 1 чел. составят: $Q_{\text{яв}} = 3,6 \cdot q_{\text{яв}} = 3,6 \cdot 72 = 259,2$ кДж/ч, а полные - $Q_{\text{пол}} = 3,6 \cdot q_{\text{пол}} = 3,6 \cdot 105 = 378$ кДж/ч. Следовательно, явные тепловыделения от 600 чел. составляют 155520 кДж/ч, а полные 226800 кДж/ч. Таким образом, скрытые тепловыделения от 600 чел. составляют $Q_{\text{ск}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{яв}} = 226800 - 155520 = 71280$ кДж/ч.

Тепловыделения от источников искусственного освещения

Принято считать, что вся энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в теплоту, нагревающую воздух помещения; при этом пренебрегают частью энергии, нагревающей конструкции здания и уходящей через них.

Количество тепла, выделяемое источниками искусственного освещения, определяют по электрической мощности светильников. В тех случаях, когда мощность светильников известна, тепловыделения от источников света $Q_{\text{осв}}$, кДж/ч, можно определить по формуле:

$$Q_{\text{осв}} = 3,6 \cdot N_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}}, \quad (1.3)$$

если мощность светильников не известна,

$$Q_{\text{осв}} = 3,6 \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}}, \quad (1.4)$$

где $N_{\text{осв}}$ – установленная мощность освещения, Вт; F – площадь пола помещения, м²; $q_{\text{осв}}$ – максимально допустимая удельная установленная мощность освещения, Вт/м². Определяется по **табл. 2**; $\eta_{\text{осв}}$ – доля тепла,

поступающая от светильника в различные зоны помещения, определяется по **табл.3**.

Если в помещении предусматривается подача приточного воздуха, не возмущающая верхнюю зону помещения, из которой осуществляется вытяжка, то $\eta_{\text{осв}}$ можно определить по графе 3 **табл.3**. В противном случае следует считать все тепло поступающим в помещение ($\eta_{\text{осв}}$ определяется по графе 2 **табл.3**). Если светильник расположен в пределах вентилируемого подшивного потолка или чердака, $\eta_{\text{осв}}$ определяется по графе 4 **табл.3** вне зависимости от схемы подачи и удаления воздуха из помещения. При установке вентилируемых плафонов, через которые осуществляется вытяжка, $\eta_{\text{осв}}$ определяется по графе 5 **табл.3**.

Если осветительная арматура и лампы находятся вне пределов помещения (чердачные помещения бесфонарного здания, остекленные стены и т.д.), то доля тепла, поступающего в помещение $\eta_{\text{осв}}$, составляет 0,5 при люминесцентных лампах и 0,2 при лампах накаливания. Тепловыделения от источников освещения рабочих мест учитывают независимо от периода года и времени суток, а от источников общего освещения – с учетом времени суток и архитектурно-планировочных решений.

Таблица 2

Максимальная удельная установленная мощность освещения $q_{\text{осв}}$, Вт/м²

Наименование помещения	$q_{\text{осв}}$, Вт/м ²
1	2
Кабинеты и рабочие комнаты, офисы, машинописные бюро	25
Проектные комнаты и залы, конструкторские и чертежные бюро	35
Помещения для ксерокопирования, электрофотографирования и т.п.	25
Помещения для работы с дисплеями, видеотерминалами, мониторами, серверные, помещения межбанковских электронных расчетов, помещения для электронной почты	25
Читальные залы	25
Операционные и кассовые залы банковских и страховых учреждений	35
Помещения отдела инкассаций	20
Классные комнаты, аудитории, учебные кабинеты, лаборатории, лаборантские, кабинеты информатики и вычислительной техники различных образовательных учреждений	25
Групповые, игральные, столовые, комнаты для музыкальных и гимнастических занятий детских дошкольных учреждений	25
Обеденные залы столовых, закусочных, кафетериев, буфетов, ресторанов 2-й категории	14
Обеденные залы ресторанов 1-й категории	20
Помещения приготовления пищи, резки хлеба, моечные	25
Залы парикмахерских	25
Залы заседаний, спортивные залы, фойе театров	25
Палаты и спальные комнаты санатория	12
Номера гостиниц	12
Крытые бассейны, фойе клубов и кинотеатров	20
Мастерские по ремонту часов, ювелирных изделий, радиоаппаратуры,	

бытовых машин и приборов, пошивочные, обувные:	
• общее освещение	20
• на рабочем месте	52
Залы обслуживания посетителей аптек	14
Репетиционные залы досуговых и любительских клубов	11
Зрительные залы клубов	12
Торговые залы магазинов:	
• супермаркетов	35
• продовольственных	25
• промтоварных	20
• хозяйственных	14
Помещения хранения автомобилей	10

Примечания:

1. В теплый период года тепло от искусственного освещения, как правило, не учитывают. Исключение составляет помещение, не имеющее окон, помещения торговых залов магазинов, помещения многопролетных зданий при отсутствии верхнего естественного света и помещения, режим работы, которых вечерний или ночной.

2. Частичный учет тепла от искусственного освещения в теплый период года с коэффициентом 0,3-0,5 возможен в помещениях обеденных и актовых залах, в фойе и других подобных помещениях, в которых часть светильников работает днем

Таблица 3. Доли тепла, $\eta_{\text{осв}}$, излучаемого источником света, поступающие в рабочую (числитель) и верхнюю (знаменатель) зоны помещения

Тип источника освещения	Способ установки светильника			
	у потолка	> 0,5 м от потолка	за подшивным потолком	вентилируемы й светильник
1	2	3	4	5
Лампы накаливания	1/0	0,9/0,1	0,85/0,15 ¹	0,8/0,2
Люминесцентны е лампы	1/0	0,7/0,3	0,6/0,4 ¹	0,5/0,5

¹ В знаменателе указана доля тепла, поступающая в пространство подшивного потолка

Пример2. Требуется определить тепловыделения от источников общего освещения люминесцентными лампами диффузного рассеянного света в торговом зале магазина промышленных товаров площадью 200 м². Светильники находятся вне помещения.

Решение. По табл. 2.2 принимаем Максимальную удельную установленную мощность освещения $q_{\text{осв}} = 20 \text{ Вт/м}^2$. Доля тепловой энергии, попадающей в помещение, $\eta_{\text{осв}} = 0,5$. Тогда тепловыделения в помещении, определяемые по формуле (4), будут равны

$$Q_{\text{осв}} = 3,6 \cdot 200 \cdot 20 \cdot 0,5 = 8640 \text{ кДж/ч.}$$

Теплопоступления от солнечной радиации

Теплопоступления от солнечной радиации, через световые проемы и через покрытия учитываются в тепловом балансе для теплого периода года, для наиболее жаркого месяца года и расчетного времени суток.

Расчетным часом суток для выбора воздухообмена является час, когда ожидаются самые большие теплоизбытки в помещении, т.е. когда наиболее суммарные теплопоступления от солнечной радиации и прочих источников теплопоступлений. Час максимальных тепловыделений по технологическим условиям указывается в задании на разработку проекта.

А. Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы

Максимальные теплопоступления от солнечной радиации через окна, фонари, витражи, остекленные части балконных и входных дверей в здание $Q_{ср}$, кДж/ч, происходят в периоды максимального солнечного облучения наружной поверхности соответствующего ограждения. Эти поступления теплоты складываются из тепла солнечной радиации, непосредственно прошедшей через остекленную часть конструкции ограждения $Q_{n,p}$, и из теплового потока за счет теплопередачи через заполнение Q_{mn}

При проектировании вентиляции, в том числе и с (адиабатическим) охлаждением приточного воздуха, поступление тепла в помещение за счет солнечной радиации и разности температур наружного и внутреннего воздуха, через световые проемы $Q_{с.р}$, кДж/ч, следует определить по формуле:

$$Q_{с.р} = Q_{n,p} + Q_{m,n}, \quad (1.5)$$

Первое слагаемое этой суммы находим по формуле

$$Q_{n,p} = 3.6 \cdot (q_n \cdot K_{инс} + q_p \cdot K_{обл}) \cdot A_{ок} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3, \quad (1.6)$$

где q_n, q_p — максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на светопроем, Вт/м². В зависимости от географической широты района строительства и ориентации ограждения определяется по **табл.4**; $A_{ок}$ — площадь светопроема, м²; β_1 — коэффициент теплопропускания окон с учетом затенения непрозрачной частью (переплетами) заполнения светопроема, определяется по **табл.5**; β_2 — коэффициент теплопропускания прозрачной частью заполнения светопроема, определяется по **табл.6**; β_3 — коэффициент теплопропускания нестационарными солнцезащитными устройствами, определяется по **табл.7**; $K_{обл}$ — коэффициент облучения поверхности светопроема рассеянной радиацией $K_{обл} = 0,85$. $K_{инс}$ — коэффициент инсоляции, учитывающий долю прошедшего потока падающей на вертикальный световой проем прямой солнечной радиации после затенения наружными козырьками

или вертикальными ребрами. При отсутствии козырьков о вертикальных ребер $K_{inc}=1$

Таблица 4. Максимальная солнечная радиация (прямая q_n / рассеянная q_p) на горизонтальную и различно ориентированные вертикальные поверхности при безоблачном небе в июле, Вт/м²

Географическая широта, град.с.ш	Горизонтальная поверхность	Ориентация по сторонам света вертикальной поверхности				
		южная	юго-восточная и юго-западная	восточная и западная	северо-восточная и северо-западная	северная
40	778/140	257/110	425/146	561/179	428/154	104/95
44	761/133	314/114	467/148	579/177	424/149	125/80
48	733/133	370/120	497/151	590/175	437/133	141/75
52	719/133	424/123	521/154	607/174	449/131	155/73
56	691/126	479/124	551/145	621/165	460/125	159/71
60	663/105	534/123	579/137	632/149	469/116	165/68
64	628/91	582/121	622/135	655/145	490/101	170/65
68	607/91	637/121	663/134	669/143	541/106	186/60

Таблица 5. Коэффициенты теплопропускания окна β_1 с учетом затенения непрозрачной частью заполнения светопроема

№ п/п	Конструкция переплета	β_1	
		для деревянного и ПВХ переплета	для металлического переплета
1	Одинарный переплет	0,8	0,9
2	Однокамерный стеклопакет	0,8	0,9
3	Двухкамерный стеклопакет	0,78	0,85
4	Спаренный переплет	0,75	—
5	Однокамерный стеклопакет и отдельный переплет	0,75	—
6	Двухкамерный стеклопакет и отдельный переплет	0,73	—
7	Отдельный переплет двойного остекления	0,65	0,8
8	Отдельно-спаренный переплет	0,5	0,7
9	Два однокамерных стеклопакета в спаренных переплетах	0,7	—
10	Два однокамерных стеклопакета в отдельных переплетах	0,6	—
11	Два спаренных переплета в отдельных переплетах	0,5	—

Таблица 6. Коэффициент теплопропускания β_2 прозрачной частью заполнения светопроема

№ п/п	Заполнение проема*	β_2
1	Одинарное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,95
	толщиной 4 – 6 мм	0,9
	толщиной 8 – 12 мм	0,855
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	

2	Двойное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,85
	толщиной 4 – 6 мм	0,76
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,57
	из органического стекла для зенитных фонарей	0,9
3	Тройное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,76
	толщиной 4 – 6 мм	0,66
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,51
	из органического стекла для зенитных фонарей	0,83
4	Четверное остекление из обыкновенного стекла:	
	толщиной 2,5 – 3,5 мм	0,72
	из стекла толщиной 2,5 – 3,5 мм с твердым или мягким селективным покрытием	0,48
5	Профильное стекло коробчатого сечения	0,75
6	Блоки стеклянные пустотные с шириной швов 6 мм:	
	размером 194×194×98	0,65
	244×244×98	0,7

*Заполнение стеклопакета аргоном не влияет на его лучепропускающую способность

Таблица 7. Коэффициент теплопропускания β_3 солнцезащитными устройствами

Солнцезащитные устройства	β_3
<i>А. Наружные:</i>	
штора или маркиза из светлой ткани	0,15
штора или маркиза из темной ткани	0,20
ставни-жалюзи с деревянными пластинами	0,10/0,15
шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,15/0,20
<i>Б. Межстекольные непрветриваемые:</i>	
шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,30/0,35
штора из светлой ткани	0,25
штора из темной ткани	0,40
<i>В. Внутренние:</i>	
шторы-жалюзи с металлическими пластинами	0,60/0,70
штора из светлой ткани	0,40
штора из темной ткани	0,80

Примечания: 1. Коэффициенты теплопропускания даны дробью: в числителе – для жалюзи с пластинами под углом 45°, в знаменателе – для жалюзи с пластинами под углом 90° к плоскости проема.

2. Коэффициенты теплопропускания межстекольными проветриваемыми солнцезащитными устройствами в два раза ниже приведенных коэффициентов для межстекольных непрветриваемых устройств.

Теплопоступления через заполнения светопроемов за счет теплопередачи в результате разности температур и нагрева стекол солнцем определяется только в том случае, если температура воздуха в помещении ниже наружной.

Пример 3. Определить тепlopоступление солнечной радиации через четыре окна в помещении, расположенное на 56° с.ш., заполнение световых проемов ориентировано на ЮЗ. Остекление окон одинарное в металлических переплетах, толщина стекла $\delta = 2,5$ мм. Размеры окон: высота 1,8 м, ширина 2 м..

Решение. Тепlopоступление солнечной радиации, непосредственно прошедшей через остекленную часть конструкции $Q_{n.p}$ определяется по формуле (1.6):

$$Q_{n.p} = 3,6 \cdot (q_n \cdot K_{инс} + q_p \cdot K_{обл}) \cdot A_{ок} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 = 3,6 \cdot (551 \cdot 1 + 145 \cdot 0,85) \cdot 3,6 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1 = 7471 \text{ КДж/ч.}$$

Здесь $q_n = 551 \text{ Вт/м}^2$ и $q_p = 145 \text{ Вт/м}^2$ определены по **табл.4** при географической широте района строительства 56° с.ш. и юго-западной ориентации; $A_{ок} = 1,8 \cdot 2 = 3,6 \text{ м}^2$; $\beta_1 = 0,9$ по **табл.5** для одинарного переплета; $\beta_2 = 0,95$ по **табл.6** для одинарного остекления из обычного стекла толщиной 2,5-3,5 мм; $\beta_3 = 1$, так как никаких нестационарных солнцезащитных устройств не предусмотрено.

Б. Тепlopоступление через покрытие

Поступление тепла в помещение в теплый период года, через совмещенные покрытия зданий и сооружений для любого расчетного часа суток $Q_{т.н}$, КДж/ч, определяется по формуле:

$$Q_{т.н} = 3,6 \cdot (t_{усл} - t_v) \cdot A_{опр} \cdot K = 3,6 \cdot \left[t_n + \frac{(q_n + q_p) \cdot P}{\alpha_n} - t_y \right] \cdot A_{опр} \cdot K, \quad (1.7)$$

где t_n — расчетная температура наружного воздуха, °С; q_n , q_p — максимальная интенсивность прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность, Вт/м². В зависимости от географической широты района строительства определяется по **табл.4**; $A_{опр}$ — площадь покрытия, м²; P — коэффициент поглощения солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для асфальтового покрытия $P = 0,9$; для рубероида с алюминиевой покраской $P = 0,5$; с серой песчаной посыпкой $P = 0,9$; с красной песчаной посыпкой $P = 0,95$; для толи $P = 0,85$; для шифера серебристо-серого $P = 0,75$; t_y — расчетная температура удаляемого воздуха под перекрытием, °С; K — коэффициент теплопередачи покрытия, $K = 1/R_o$, Вт/(м² · °С); α_n — коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью покрытия, Вт/м², определяется по формуле:

$$\alpha_n = 1,16 \cdot (5 + 10 \cdot \sqrt{g}), \quad (1.8)$$

где g — расчетная скорость ветра, м/с, для теплого периода, принимается по **прил.1**; R_o — сопротивление теплопередачи заполнения светопроема, (м²·°С/Вт), определяемое теплотехническим расчетом или принимается не менее нормируемых значений сопротивления теплопередачи

заполнения светопроема $R_{\text{норм}}$: $R_{\text{норм}}$, - определяется в зависимости от градусо-суток отопительного периода района строительства (табл. 4).

Градусо-сутки отопительного периода, ГСОП, определяют по формуле

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{в}} - t_{\text{ср.от.п}}) \cdot Z_{\text{от}}, \quad (1.9)$$

где $t_{\text{в}}$ – расчетная температура воздуха в помещении, °С; $t_{\text{ср.от.п}}$ – средняя температура отопительного периода, °С, принимается по **прил.1**; $Z_{\text{от}}$ – продолжительность отопительного периода в сутках, принимается по **прил.1**.

Тогда $R_{\text{норм}}$ определяется по формулам:

для жилых, лечебно-профилактических и детских учреждений, школ, интернатов, гостиниц и общежитий

$$R_{\text{норм}} = 2,2 + 0,0005 \times \text{ГСОП}. \quad (1.10)$$

для общественных, кроме указанных выше, административных и бытовых, производственных и других зданий и помещений

$$R_{\text{норм}} = 1,6 + 0,0004 \times \text{ГСОП}. \quad (1.11)$$

Параметры удаляемого воздуха являются функцией параметров воздуха в рабочей зоне помещения (высотой 1,5 м от пола), высоты помещения и интенсивности выделения тепла и влаги в помещении.

Температура, удаляемого воздуха может быть определена по формуле:

$$t_{\text{у}} = t_{\text{в}} + \text{grad}t (H_{\text{п}} - 1,5), \quad (1.12)$$

где $H_{\text{п}}$ – высота помещения, м; $\text{grad}t$ – температурный градиент, принимается в зависимости от теплонапряженности помещения по **табл.8**.

Таблица 8. Градиенты температуры воздуха по высоте помещений жилых и общественных зданий

Удельные избытки явного тепла		gradt
кДж/(м³·ч)	ккал/(м³·ч)	
Более 80	Более 20	0,8 ÷ 1,5
40 – 50	10 – 20	0,3 ÷ 1,2
Менее 40	Менее 10	0,0 ÷ 0,5

Пример 4. Определить теплопоступления от солнечной радиации через покрытие площадью $F = 60 \text{ м}^2$, для общественного здания (г. Рязань, географическая широта 56 °с.ш.). Исходные данные: $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ср.от.п}} = -3,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $Z_{\text{от}} = 208 \text{ сут.}$; $t_{\text{н}}^{\text{в}} = -27 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н.ср}} = 15,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н}}^{\text{а}} = 22,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\vartheta = 3 \text{ м/с}$; $I_{\text{ср}} = 327 \text{ Вт/м}^2$; $P = 0,9$. Высота помещения 3м.

Решение. Определяем градусо-сутки отопительного периода по формуле 1.9. $\text{ГСОП} = [20 - (-3,5)] \cdot 208 = 4888$. Сопротивление теплопередачи покрытия по формуле 1.11 составит: $R_{\text{о}} = R_{\text{пр}} = 1,6 + 0,0004 \times 4888 = 3,56 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/Вт}$. Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, по формуле 8 $\alpha_{\text{н}} = 8,7 + 2,6 \times 3 = 16,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}$.

Температура уходящего воздуха под перекрытием по формуле 1.12 $t_{\text{yx}} = 20 + 1,1(3 - 1,5) = 21,65 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплопоступления солнечной радиации за счет теплопередачи через покрытие при параметрах А наружного воздуха по формуле 1.7 составит:

$$Q_{m.n} = 3,6 \cdot \left[t_n + \frac{(q_n + q_p) \cdot P}{\alpha_n} - t_y \right] \cdot A_{огр} \cdot K = 3,6 \cdot \left[22,8 + \frac{(691 + 126) \cdot 0,9}{16,5} - 21,65 \right] \cdot 60 \cdot 1/3,56 = 3075 \text{ кДж/ч.}$$

Здесь $q_n = 691 \text{ Вт/м}^2$ и $q_p = 126 \text{ Вт/м}^2$ найдены по табл. 2.4 при географической широте 56° с.ш. для горизонтальной поверхности.

Тепло, выделяемое остывающей горячей пищей

Поступление явной теплоты от остывающей пищи в торговых залах столовых, кафе и ресторанов определяется по формуле

$$Q_{\text{пищ.я}} = \frac{q_n c_n (t_{n.n} - t_{к.н}) n}{z_n} \quad (1.13)$$

где q_n – средняя масса всех блюд на одного обедающего (обычно равна 0,85 кг); c_n – средняя теплоемкость блюд, входящих в состав обеда (обычно равна 3,35 кДж/(кг·°C); $t_{n.n}$, $t_{к.н}$ – начальная и конечные температуры пищи, поступающей в обеденный зал (70 и 40 °C); z_n – продолжительность принятия пищи одним человеком (для ресторанов 1 час, для столовых 0,5 - 0,75 часа, для столовых самообслуживанием 0,3 часа); n – число мест в обеденном зале.

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

$$Q_{\text{пищ.п}} = 2 \cdot Q_{\text{пищ.я}}$$

1.2. Определение влагопоступлений

Поступление влаги от людей

Влага от людей поступает в помещения в результате испарения с кожи и с выдыхаемым воздухом. Так же как и тепловыделения, влагопоступления от людей зависят от многих факторов. В таблицах, используемых в вентиляционных расчетах, приводятся данные по влаговыделениям в зависимости от температуры окружающего воздуха, и интенсивности выполняемой людьми работы (см. табл.1). Для определения массы поступившей от людей влаги $W_{\text{люд}}$, г/ч, суммируют влаговыделения от людей, занятых деятельностью, отнесенной к различным категориям:

$$W_{\text{люд}} = m_{\text{пок}} \times n_{\text{пок}} + m_{\text{л}} \times n_{\text{л}} + m_{\text{ср}} \times n_{\text{ср}}, \quad (1.14)$$

где $m_{\text{пок}}$, $m_{\text{л}}$, $m_{\text{ср}}$ — количество влаги, выделяемой человеком соответственно в покое, при легкой работе и при работе средней тяжести, г/ч, (определяется по табл.1); $n_{\text{пок}}$, $n_{\text{л}}$, $n_{\text{ср}}$ — число людей, соответственно находящихся в покое, занятых легкой работой или работой средней тяжести.

При расчетах для определения количества влаги, поступающей от женщин, к табличному значению вводится коэффициент 0,85 и коэффициент 0,75 для определения влаговыделений от детей до 10 лет. Если люди находятся в помещении в верхней одежде, вводится дополнительный коэффициент 0,75.

Выделение влаги от остывающей пищи

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

$$W_{вл} = \frac{K \cdot Q_{пищ.ск}}{(2500 + 1,8t_n)}, \quad (1.15)$$

где $Q_{пищ.ск}$ – тепловыделения от горячей пищи, кДж/ч, определяются по формуле 1.13; K – понижающий коэффициент, учитывающий наличие на пище жировой пленки, которая затрудняет испарение влаги. Коэффициентом K учитывается также неравномерность потребления пищи. Обычно $K = 0,34$. 2500 – удельная теплота испарения воды при 0°C , кДж/кг; 1,8 – теплоемкость водяных паров, кДж/кг $^\circ\text{C}$; t_n – средняя температура пищи (равна 55°C).

1.3. Определение газовыделений

Основной газообразной вредностью в помещениях жилых и общественных зданий является углекислый газ, выделяемый при дыхании человека.

Количество углекислого газа, г/ч, выделяемого в помещении людьми, зависит от интенсивности выполняемой работы и рассчитывается по формуле

$$G_{CO_2} = q_{CO_2} \cdot n, \quad (1.16)$$

где q_{CO_2} – количество углекислого газа, выделяемого одним человеком (табл.1), г/ч; n – количество людей в помещении;

2.Определение требуемой производительности вентиляционных систем

Вентиляционные системы здания и их производительность выбирают в результате расчёта воздухообмена. Подход к решению этой задачи зависит от вида системы, а также от способа раздачи воздуха и удаления его из помещения. При расчёте общеобменной вентиляции должны быть известны количества воздуха, подаваемого в помещение и удаляемого из него местной вентиляцией, а также воздухообмен помещения со смежными помещениями и через неплотности в наружных ограждениях.

Для определения требуемой производительности систем общеобменной вентиляции по заданному виду вредных выделений необходимо решить

соответствующую систему из двух уравнений – уравнения баланса вредных выделений и уравнения баланса воздуха в помещении.

Последовательность расчета требуемого воздухообмена в помещении следующая: 1) задаются параметрами приточного и уходящего из помещения воздуха; 2) определяют требуемый воздухообмен для данного периода по вредным выделениям; 3) проводят расчет раздачи приточного воздуха и уточняют правильность выбора параметров последнего.

Если стандартные воздухораспределители не обеспечивают в обслуживаемой зоне помещения допустимые параметры, то расчет требуемого воздухообмена повторяют, задаваясь другими параметрами приточного воздуха. Минимальный воздухообмен в помещении (минимальное количество наружного воздуха в притоке) на одного человека определяется из условия разбавления CO_2 до допустимых концентраций, а также по СНиП 41-01-2003, прил. М:

- для рабочих помещений кабинетов, офисов общественных зданий административного назначения – 40 м³/ч с естественным проветриванием и 60 м³/ч – при невозможности естественного проветривания (нормы установлены для людей, находящихся в помещении более двух часов непрерывно);

- для помещений, в которых люди находятся не более двух часов непрерывно – 20 м³/ч при невозможности естественного проветривания.

В других помещениях общественного назначения норму наружного воздуха следует принимать по требованиям соответствующих нормативных документов.

Расчет воздухообмена по газовым вредностям

Определение необходимого воздухообмена в помещении для разбавления концентраций CO_2 до предельно допустимой производится по формуле:

$$L_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{C_{дон} - C_o}, \quad (2.1)$$

где G_{CO_2} - количество выделившегося углекислого газа в помещении, г/ч; $C_{дон}$, C_o – концентрации углекислого газа в помещении и снаружи, г/м³.

Для расчета воздухообмена по CO_2 необходимо принять расчетные концентрации углекислого газа в наружном и внутреннем воздухе.

Концентрация CO_2 в наружном воздухе, г/м³:

Для центра большого города (свыше одного млн. жителей) - 0,75;

для района в черте города - 0,5;

для загородной зоны либо небольших поселков - 0,4.

Концентрация CO_2 в воздухе помещений, г/м³:

В лечебных и детских учреждениях – 1;

в актовх, зрительных, спортивных залах и в подсобных помещениях с большим количеством людей – 1,5;

2; в помещениях временного пребывания людей (магазины, кинотеатры)-

Обычно величина L_{CO_2} определяет минимальное количество наружного воздуха, которое необходимо подать в помещение.

Определение расходов приточного и удаляемого воздуха

Расчет необходимых расходов воздуха основан на соблюдении воздушного баланса и баланса вредности.

Воздушный баланс выражает равенство поступающих в помещение и уходящих расходов воздуха:

$$L_{\text{пр}} + L_{\text{м.пр}} - L_{\text{у}} - L_{\text{м.у}} = 0, \quad (2.2)$$

где $L_{\text{пр}}$, $L_{\text{у}}$ — расходы приточного и вытяжного воздуха общеобменной вентиляции, $\text{м}^3/\text{ч}$; $L_{\text{м.пр}}$, $L_{\text{м.у}}$ — расходы местного притока (инфильтрация наружного воздуха, приток локализирующего устройства и т.д.) и местной вытяжки (местными отсосами и т.д.), $\text{м}^3/\text{ч}$.

При организации подпоров или разрежений в соседних помещениях и в случае дисбаланса между расходами приточного и вытяжного воздуха в одном из помещений, тем не менее, соблюдается общий воздушный баланс, так как воздух перетекает из одних помещений в другие или в наружную среду. В случае поддержания разрежения в каком-либо помещении в нем увеличивается инфильтрация наружного воздуха и воздуха из соседних помещений, а при поддержании подпора, например в кондиционируемом помещении, из него происходит эксфильтрация внутреннего воздуха.

Баланс вредности показывает, что расход вредности, выделяющейся в помещении или поступающей с приточным воздухом, равен расходу этой вредности, удаляемому вытяжным воздухом. Важную роль при определении расходов воздуха играют температуры приточного $t_{\text{пр}}$, °С, и удаляемого $t_{\text{у}}$, °С, воздуха в системе общеобменной вентиляции.

Необходимый воздухообмен по избыткам явного тепла

В большинстве случаев при определении требуемых воздухообменов расчет общеобменной вентиляции можно проводить по избыткам явного тепла. Этот расчет проще, проводится без построения $I-d$ диаграммы и позволяет получить решение без последовательного приближения, как это имеет место при расчете по полному теплу. Однако расчет по явному теплу не дает возможности оценить влажностное состояние воздуха в помещении, поэтому им пользуются при расчете воздухообменов в сухих помещениях ($\varepsilon > 10000$ кДж/кг).

В тех случаях, когда воздухообмен в помещении определяется только общеобменной вентиляцией, формула для определения воздухообмена по избыткам явного тепла имеет вид

$$L_{np} = \frac{Q_y}{c_v \cdot \rho_v \cdot (t_{yd} - t_{np})}, \quad (2.3)$$

тогда

$$G_{np} = L_{np} \cdot \rho_v.$$

где G_{np} , L_{np} – потребное количество приточного воздуха, соответственно кг/ч и м³/ч; Q_y – избытки явной теплоты, кДж/ч; c_v – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг/°С), [0,24 ккал/(кг/°С)]; t_{yd} – температура удаляемого воздуха, °С; t_{np} – температура приточного воздуха, °С. ρ_v – плотность воздуха, принимаемая в зависимости от температуры воздуха t , °С

$$\rho_v = 355 / (273 + t)$$

Необходимый воздухообмен по избыткам полного тепла и влаги

Расчет воздухообменов в помещениях с тепло- и влаговыведениями, обслуживаемых системами вентиляции, выполняется с помощью построений процессов изменения состояния воздуха в помещении на $I - d$ диаграмме.

На диаграмму наносятся точки, отвечающие параметрам характерных состояний:

В — внутреннего воздуха, точка наносится по нормируемой температуре и относительной влажности;

П — приточного воздуха, точка лежит на пересечении изотермы приточного воздуха t_{np} и луча процесса в помещении ϵ , кДж/кг, определенного по формуле $\epsilon = Q_n / W$;

У — удаляемого воздуха, точка находится на пересечении изотермы t_y и луча процесса в помещении ϵ ;

Затем с $I-d$ диаграммы снимаются значения энтальпий I и влагосодержаний d для указанных точек.

Расход приточного воздуха G , кг/ч, системы общеобменной вентиляции, если имеют место тепло- и влаговыведения, определяю по формуле:

по избыткам полного тепла

$$L_{np} = \frac{Q_n}{\rho_v \cdot (I_y - I_{np})}; \quad (2.4)$$

по избыткам влаги

$$L_{np} = \frac{W_{vl}}{\rho_v \cdot (d_y - d_{np}) \cdot 10^{-3}}. \quad (2.5)$$

где Q_n – избытки полной теплоты, кДж/ч; W_{vl} – избытки влаги, кг/ч; I_y – энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг; I_{np} – энтальпия приточного воздуха, кДж/кг; d_y , d_{np} – влагосодержание, г/кг, сухого воздуха, соответственно удаляемого и приточного; ρ_v – плотность воздуха, принимаемая в зависимости от температуры воздуха t , °С

При правильном построении процесса на $I - d$ диаграмме результаты расчета по формулам (2.3), (2.4) и (2.5) совпадают.

Графическое построение процессов изменения параметров воздуха в помещении в теплый период года

При обычной общеобменной вентиляции в теплый период года воздух подается без обработки (только очищается от пыли в фильтрах) или подвергается адиабатическому охлаждению в форсуночной камере. В первом случае параметры приточной точки совпадают с параметрами наружного воздуха (т. $П$ совпадает с т. $Н$). Для определения параметров внутреннего и удаляемого воздуха через точку $Н$ проводят луч процесса теплого периода (рис. 2.1, а) до пересечения с изотермой, соответствующей принятому значению допустимой температуры внутреннего воздуха (т. $В$) и далее до изотермы, соответствующей температуре удаляемого воздуха (т. $У$). Температура удаляемого воздуха t_y , °С рассчитывается по формуле (1.12)

Если точка $В$ оказалась за пределами области допустимых параметров внутреннего воздуха, следует применять адиабатическое охлаждение или искусственное охлаждение (с применением холодильных установок). В случае использования адиабатического охлаждения (рис. 2.1, б) в $I - d$ -диаграмме через точку $Н$ проводится адиабата $I_n = \text{const}$ до $\phi = 90 \div 95\%$. Полученная точка $К$ соответствует состоянию воздуха после камеры орошения. За счет нагревания воздуха в воздуховодах и вентиляторе температура приточного воздуха будет выше на $0,5 - 1,5$ °С.

Пример 2.1. Определить количество вентиляционного воздуха, потребного для борьбы с теплом и влагой, выделяющимися в помещении.

Исходные данные: $Q_{\text{я}} = 25500$ кДж/ч; $Q_n = 130200$ кДж/ч; $W = 42$ кг/ч.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = 24$ °С; $I_n = 48$ кДж/кг.

Расчетные параметры внутреннего воздуха в помещении принимаем согласно СНиП [5], т.е. на 3 °С выше температуры наружного воздуха $t_e = 24 + 3 = 27$ °С; ϕ_e не более 70 %.

Решение. На $I - d$ -диаграмме находим точку $Н(П)$, соответствующую параметрам наружного воздуха (t_n, I_n), через которую должен проходить луч процесса в помещении, так как в летнее время приточный наружный воздух поступает в помещение без какой-либо предварительной обработки (рис. 2.2)

По формуле $\varepsilon = Q_{\text{п}} / W$ вычисляем значение углового коэффициента луча процесса $\varepsilon = Q_{\text{п}} / W = 130200 / 42 = 3100$ кДж/кг. Через точку $Н(П)$ проводим луч процесса изменения состояния воздуха. По формуле (1.12) определяем параметры удаляемого воздуха $t_{\text{yx}} = t_b + \text{grad}t(I_n - 1,5) = 27 + 1,1(3 - 1,5) = 27,3$ °С. На пересечении луча процесса ε с изотермами внутреннего и удаляемого воздуха, определяем положение точек $В$ и $У$. Затем с $I - d$ диаграммы снимаются значения энтальпий I и влагосодержаний d для указанных точек

$H(П)$, B , $У$: для точки $H(П)$ $t_H=24$ °С; $I_H=48$ кДж/кг; $d_H=9,5$ г/кг, для точки B $t_B=27$ °С; $I_B=68$ кДж/кг; $d_B=16$ г/кг, для точки $У$ $t_Y=28,7$ °С; $I_Y=72$ кДж/кг; $d_Y=17,2$ г/кг. Зная параметры наружного (приточного), внутреннего и удаляемого воздуха, можно определить количество вентиляционного воздуха, используя при этом формулы (2.3); (2.4); (2.5): по избыткам полного тепла $G_{np} = Q_n / (I_Y - I_{np}) = 130200 / (72 - 48) = 5425$ кг/ч; по избыткам влаги $G_{np} = W / (d_Y - d_{np}) \cdot 10^{-3} = 42000 / (17,2 - 9,5) = 5454$ кг/ч; по избыткам явного тепла $G_{np} = Q_y / [c_p(t_Y - t_{np})] = 25500 / [1 \cdot (28,7 - 24)] = 5425$ кг/ч. Так как, полученные значения совпадают, то следовательно, построение процесса на $I - d$ диаграмме выполнено верно.

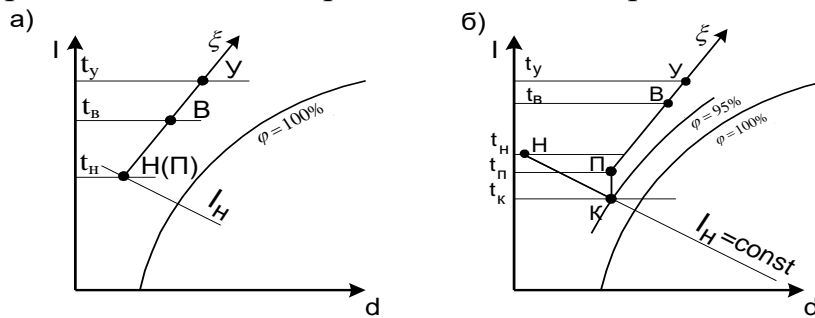


Рис. 2.1. Процессы изменения состояния воздуха при воздухообмене помещений в теплый период:

- а – наружный воздух не обрабатывается;
б – наружный воздух адиабатически охлаждается.

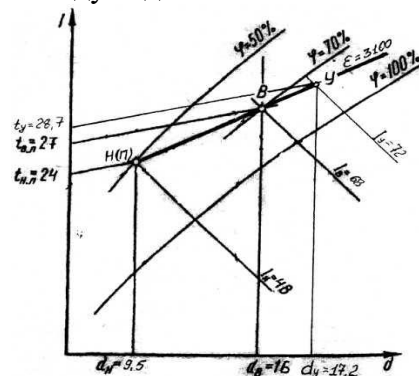


Рис. 2.2. Графический расчет воздухообмена при летнем режиме с помощью $I-d$ -диаграммы

4.7.2. Графическое построение процессов изменения параметров воздуха в помещении в холодный период года

В холодный период года приточный воздух нагревается в калориферах приточной камеры. В целях экономии тепла целесообразно (где допускается нормами) принять рециркуляцию.

Как правило, при обычной вентиляции увлажнение воздуха в форсуночных камерах в холодный период не производится.

Характерные точки на $I - d$ -диаграмме для холодного периода приточной вентиляции показаны на рис. 2.3.

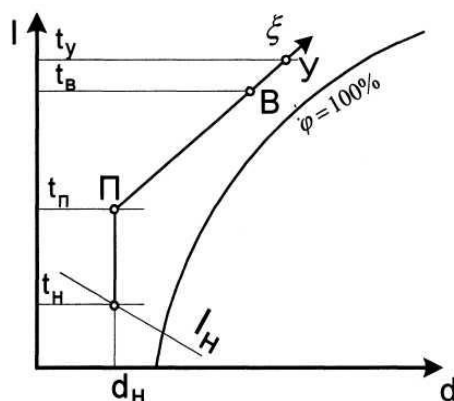


Рис. 4.3. Процессы изменения состояния воздуха при воздухообмене помещений в холодный период года.

Как правило, проектируется одна приточная вентиляционная установка, обслуживающая помещения в переходный, холодный и теплый периоды. Поэтому в помещениях, где невозможно в теплый период года естественное проветривание, воздухообмен в холодный и переходный периоды принимается равным требуемому воздухообмену для теплого периода как максимально ожидаемому. Следовательно, при заданном количестве вентиляционного воздуха расчет зимнего режима сводится к нахождению необходимых параметров приточного воздуха, а также к определению величины влажности внутреннего воздуха при условии, что обработка приточного воздуха зимой состоит только в его подогреве.

Температуру приточного воздуха желательно принимать как можно более низкой, так как это приводит к сокращения воздухообмена, потребного для ассимиляции теплоизбытков.

Однако снижение температуры притока может привести к возникновению дискомфортных условий вблизи действия приточных струй. При высоте помещений жилых и общественных зданий до 3 м принимают температуру притока ниже температуры внутреннего на $2 - 3^{\circ}\text{C}$, при высоте помещений более 3 м – ниже температуры внутреннего воздуха на $4 - 6^{\circ}\text{C}$. Большее понижение значения $t_{\text{п}}$ возможно, но при его выборе необходимо гарантировать соблюдение заданных СНиПом параметров воздуха в обслуживаемой зоне помещений, подтвердив его расчетом приточной струи [1].

Температуру приточного воздуха определяется следующим способом. Наносят на поле $I-d$ -диаграммы параметры наружного воздуха, которые соответствуют точки H (рис.4.3).

Зная количество вентиляционного воздуха, и определив, по формуле (1.12), температуру удаляемого воздуха, определяем температуру приточного воздуха по формуле:

$$t_{np} = t_y - \frac{Q_y}{c_{\text{в}} G_{np}}, \quad (2.6)$$

где t_y – температура удаляемого воздуха в холодный период года, $^{\circ}\text{C}$; Q_y – избытки явной теплоты в холодный период года, кДж/ч ; $c_{\text{в}}$ – удельная

теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг/°С); G_{np} – потребное количество приточного воздуха для холодного периода года, кг/ч.

$$L_{np}^3 = L_{np}^n \text{ откуда } G_{np} = L_{np}^n \cdot \rho_{np}^3.$$

$$\rho_{np}^3 = 353 / (273 + t_{np}^3); t_{np}^3 = t_e - 2 \div 3^\circ\text{C}$$

Таким образом, задавшись температурой приточного воздуха t_{np}^3 на $2 \div 3^\circ\text{C}$ ниже t_e и определив G_{np} для холодного периода года, по формуле (2.6) определяем действительную температуру приточного воздуха. Если температура притока находится в пределах, соответствующих рассмотренным выше требованиям к температуре притока, то производят дальнейшее построение процессов изменения состояния приточного воздуха. Через точку H проводим луч подогрева наружного воздуха в калорифере $d_n = \text{const}$. Точка Π находится на пересечении линии $d_n = \text{const}$ с изотермой притока t_n , полученной по формуле (2.6). Для построения точек B и $У$ через точку Π проводят луч процесса ε до пересечения с изотермами t_e и t_y .

Если температура притока оказалась в пределах, не соответствующих рассмотренным выше требованиям к температуре притока, то необходимо перезадаваться t_{np}^3 и выполнить расчет заново.

$d_n = 0,5$ г/кг. Потери теплоты помещением составляют 100000 кДж/ч.

Раздел II. Аэродинамический расчет систем различного назначения

1. Аэродинамический расчет систем вентиляции с механическим побуждением движения воздуха

Аэродинамический расчет вентиляционной системы, состоящей из двух этапов: расчета участков основного направления – магистрали и увязка всех остальных участков системы проводится в такой последовательности.

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

2. *Выбор основного (магистрального) направления.* Выявляют наиболее протяженную цепочку последовательно расположенных расчетных участков. Фиксируют оборудование и устройства, в которых происходят потери давления. Воздухораздающие и воздухоприемные устройства, калориферы, фильтры и пр.

3. *Нумерация участков магистрали.* Участки основного направления нумеруют, начиная с участка с меньшим расходом. Расход и длину каждого участка основного направления заносят в таблицу аэродинамического расчета.

4. *Определение размеров сечения расчетных участков магистрали.* Площадь поперечного сечения расчетного участка, м^2 , определяют по формуле

$$f_p = \frac{L_p}{g_p}, \quad (1.1)$$

где L_p – расчетный расход воздуха на участке, $\text{м}^3/\text{с}$; g_p – рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, $\text{м}/\text{с}$ (принимаются по табл.1.1).

Рекомендуемые скорости определены из экономических и технических требований. Из условий снижения шума скорость в воздуховодах промышленных зданий принимается от 6 до 12 $\text{м}/\text{с}$, в общественных зданиях от 5 до 8 $\text{м}/\text{с}$. Рекомендуется меньшую скорость принимать на концевых участках системы, постепенно увеличивая ее для других участков магистрали. На участке с большим расходом принимается большая скорость.

По величине f_p подбирают стандартные размеры воздуховода или канала так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения $f_\phi = f_p$.

Результатом расчета в этом пункте являются величины d или $a \times b$, соответствующие принятой площади поперечного сечения. Для прямоугольного воздуховода, кроме того, определяют эквивалентный диаметр. Эти величины заносят в расчетную таблицу.

Таблица 1.1 Рекомендуемые скорости движения воздуха на участках и в элементах вентиляционных систем

Участки и элементы вентиляционных систем	Рекомендуемые скорости, $\text{м}/\text{с}$, при побуждении движения воздуха в системе		
	естественном	механическом	
		общественные здания	промышленные здания
Жалюзи воздухозаборные	0,5-1	2-4	4-6
Приточные шахты	1-2	2-6	4-6
Горизонтальные воздуховоды и сборные каналы	1-1,5	5-8	6-12
Вертикальные каналы	1-1,5	2-5	5-8
Приточные решетки и потолка	0,5-1	0,5-1	1-2,5
Вытяжные решетки	0,5-1	1-2	1-3
Вытяжные шахты	1,5-2	3-6	5-8

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

$$g = \frac{L_\phi}{f_\phi}. \quad (1.2)$$

По этой величине вычисляют динамическое давление на участке.

6. *Определение потерь давления на трение.* По нанограммам или по таблицам определяют $R = f(g, d)$ и $\beta_{ш}$. Потери давления на трение на расчетном участке равны $R\beta_{ш}l$.

7. *Определение потерь давления в местных сопротивлениях.* Для каждого вида местного сопротивления на участке по таблицам определяют коэффициент местного сопротивления ξ . По $\Sigma \xi$ и динамическому давлению определяют потери давления в местных сопротивлениях на участке

$$Z = \Sigma \xi \frac{\rho g^2}{2}. \quad (1.3)$$

Если окажется, что коэффициент местного сопротивления относится не к скорости на расчетном участке, то необходимо сделать пересчет ξ

$$\xi = \xi_T \left(\frac{g_T}{g} \right)^2, \quad (1.4)$$

где ξ_T – табличное значение коэффициента местного сопротивления; g_T – скорость воздуха, рекомендуемая в таблицах для определения Z .

8. *Определение потерь давления на расчетном участке.* Потери давления на участке равны $(R\beta_{ш}l + Z)$

При температуре транспортируемого воздуха, не равной 20°C, на потери давления, подсчитанные по формуле $(R\beta_{ш}l + Z)$, следует вводить поправочные коэффициенты k_1 и k_2 – соответственно на трение и местные сопротивления.

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

$$\Delta P_n = \sum_{i=1}^N (R\beta_{ш}l + Z) + \Sigma \Delta P_{об}, \quad (1.5)$$

где 1 – N – номер участков основного (магистрального) направления; $\Delta P_{об}$ – потери давления в оборудовании и других устройствах вентиляционной системы. При расчете вентиляционных систем для многоэтажных зданий или систем, обслуживающих несколько помещений, в которых поддерживается разное давление, необходимо учитывать избыточный подпор или разрежение в обслуживаемом помещении. Значение подпора или разрежения ($\pm \Delta P_{пом}$) определяется при расчете воздушного режима здания и добавляется к общим потерям давления. Тогда

$$\Delta P_n = \sum_{i=1}^N (R\beta_{ш}l + Z) + \Sigma \Delta P_{об} \pm \Delta P_{пом}. \quad (1.6)$$

На этом заканчивается первый этап расчета системы; значение ΔP_n служит для подбора вентилятора.

10. *Увязку всех остальных участков системы* проводят, начиная с самых протяженных ответвлений. Методика увязки ответвлений аналогична расчету участков основного направления. Разница состоит лишь в том, что при увязке каждого ответвления известны потери в нем. Потери от точки разветвления до конца ответвления должны быть равны потерям от этой же точки до конца главной магистрали, т.е. $(Rl\beta_{ш} + Z)_{отв} = (Rl\beta_{ш} + Z)_{парал. уч.}$. Для расчета ответвлений применяется способ последовательного подбора. Размеры сечений ответвлений считаются подобранными, если относительная невязка потерь не превышает 10 %

$$\frac{(Rl\beta_{ш} + Z)_{отв} - (Rl\beta_{ш} + Z)_{паралуч.}}{(Rl\beta_{ш} + Z)_{паралуч.}} \cdot 100 \leq 10\%. \quad (1.7)$$

В случае, если избыточные давления в помещениях, обслуживаемых

концевыми участками главной магистрали, и ответвления разные, при увязке учитываются значения этих давлений

$$(Rl\beta_{из} + Z)_{отв} + \Delta P_{пом.отв} = (Rl\beta_{из} + Z)_{парал.уч.} + \Delta P_{пом.маг.} \quad (1.8)$$

Относительная невязка в этом случае также определяется с учетом этих давлений.

По конструктивным соображениям и из условий типизации деталей размеры поперечного сечения ответвлений принимаются одинаковыми. При этом для увязки отдельных ветвей устанавливают диафрагмы, назначение которых – погасить разницу между $(Rl\beta_{из} + Z)_{отв}$ и $(Rl\beta_{из} + Z)_{парал.уч.}$. Диафрагмы устанавливают преимущественно на вертикальных участках.

2. Аэродинамический расчет вытяжных систем вентиляции с естественным побуждением движения воздуха

В системах вентиляции с естественным побуждением расчет начинают с определения располагаемого давления. Расчет отличается малыми значениями рекомендуемых скоростей и заданным располагаемым давлением. В этом случае основное расчетное направление должно проходить через наиболее удаленную ветвь системы, имеющую наименьшее располагаемое давление

$$P_{расч} = H\Delta\rho\gamma, \quad (2.1)$$

где H – расстояние от вытяжной решетки на входе воздуха в расчетное ответвление до среза вытяжной шахты; $\Delta\rho$ – расчетная разность плотностей наружного и внутреннего воздуха.

При определении располагаемого естественного давления вытяжной вентиляции жилых и общественных зданий в качестве расчетной наружной температуры принимается температура наружного воздуха $t_n = +5^\circ\text{C}$. Далее по расчетным таблицам для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах назначают сечение (диаметр) воздуховодов (конструктивно или по скорости движения воздуха), соответственно принятому сечению и заданному количеству воздуха по тем же таблицам определяют гидравлические потери на преодоление сил трения. Для каналов прямоугольного сечения находят эквивалентный диаметр по скорости d_g круглого воздуховода. По полученному d_g и скорости воздуха в канале, с помощью расчетных таблиц, определяют потери давления на трение. По участкам вентиляционной сети определяют гидравлические потери на местные сопротивления. Затем выявляют суммарные фактические гидравлические потери на всех участках, входящих в расчетную ветвь. Потери давления по основному расчетному направлению должны быть меньше располагаемого давления на величину запаса 10 %, т. е.

$$\frac{P_{расч} - (Rl\beta_{из} + Z)_{сум}}{P_{расч}} \cdot 100 \leq 10\% \quad (2.2)$$

Если величина $P_{\phi} > P_{\text{расп}}$, то необходимо соответственно увеличить сечение отдельных участков вентиляционной сети. Если величина $P_{\phi} < P_{\text{расп}}$, то необходимо уменьшить сечение отдельных участков вентиляционной сети. После расчета основного направления вентиляционной сети приступают к расчету ответвлений сети. Расчет ответвлений вентиляционной сети производят аналогично расчету основного направления. Предварительно находят располагаемое давление в ответвлении, назначают сечение воздуховода с помощью таблиц и определяют фактические гидравлические потери при движении воздуха по ответвлениям. Расчет считается законченным, если потери давления в ответвлении не больше располагаемого давления в ответвлении. Увязку ответвлений с основным направлением проводят с учетом разницы располагаемого давления для отдельных ответвлений. При этом желательно, чтобы запас располагаемого давления ответвления был примерно одинаков с запасом в расчетной ветви.

3. Расчет воздуховодов равномерной раздачи и равномерного всасывания

Воздуховод постоянного сечения с приточными отверстиями переменной площади

Воздуховод постоянного сечения с приточными отверстиями переменной площади (рис. 5) применяется в общественных зданиях в связи с архитектурными требованиями и при допустимости разной скорости истечения воздуха по длине щели, например при осуществлении притока на значительной (более 4 м) высоте.

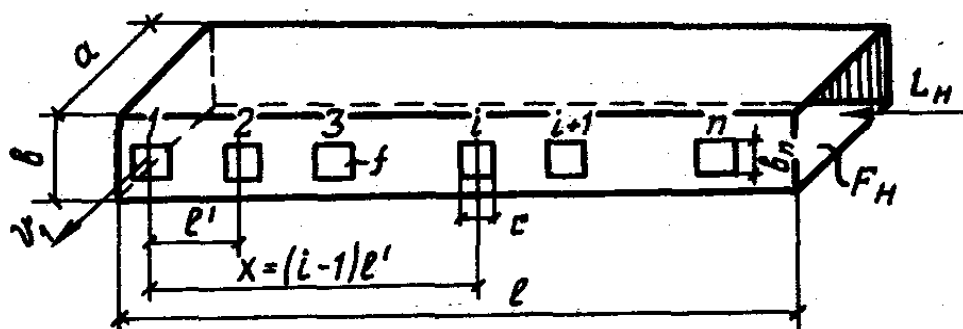


Рис. 5 Общий вид воздуховода.

Порядок расчета.

1. Определяют максимальное количество отверстий в боковой стенки воздуховода, которое не должно превышать

$$n_{\max} = \frac{2P_0}{R_n l}; \quad (3.1)$$

2. Определяют площадь первого приточного отверстия при заданной скорости истечения ϑ_p

$$f_1 = \frac{L_n}{g_p \cdot n \cdot 3600}, \quad (3.2)$$

где g_p – заданная скорость истечения, м/с.

3. Определяются площади последующих отверстий

$$f_{i+1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{f_i^2} - \left(\frac{\mu}{F}\right)^2 \left[(i+1)^2 - i^2 - \frac{R_n l'}{P_o} \cdot i^2 \right]}}; \quad (3.3)$$

Наименьшую площадь имеет первое отверстие, наибольшую отверстие $i_x = 2P_d/R_l', i_x \geq n$

4. Определяется скорость истечения воздуха из каждого отверстия

$$g_i = \frac{L_n}{3600 \cdot f_i \cdot n}; \quad (3.4)$$

5. Определяется полное давление в начале воздуховода

$$P_n'' = \frac{g_1^2 \rho}{2\mu^2} + \frac{1}{3} R_n l; \quad (3.5)$$

Размеры отверстий определяют как

$$c_i = f_i / b_i, \quad (3.6)$$

где c_i – искомая ширина отверстия; b_i – принятая высота его, постоянная для всех отверстий.

Пример1.

Необходимо подать воздух в количестве $L_n = 1,2$ м³/с через воздуховод постоянного поперечного сечения с 6 приточными отверстиями в боковой стенке с максимально допустимой скоростью истечения $g_p = 4$ м/с. Длина воздуховода $l = 5$ м, ширина $a = 0,5$ м, высота $b = 0,4$ м, расстояние между отверстиями $l' = 1$ м. Требуется определить площади отверстий f и полное давление P_n в начале воздуховода.

Решение.

Находим скорость движения воздуха в начале воздуховода $g_n = L_n/F = 1,2/(0,5 \times 0,4) = 6$ м/с. Эквивалентный диаметр $d_{э}^H = 2ab/(a+b) = 2 \cdot 0,5 \cdot 0,4/(0,5+0,4) = 0,445$ м. С помощью таблиц для расчета воздухопроводов по g_n и $d_{э}^H$ находим $P_d = 22$ Па, и $R_n = 0,84$ Па. При полученных значениях условие $n_{\max} = \frac{2P_d}{R_n l} = 2 \cdot 22/0,84 \cdot 5 = 10 > 6$ выдержано. Находим

площадь первого приточного отверстия при скорости выхода воздуха из него $g_p = 4$ м/с. $f_1 = L_n/g_p n = 1,2/4 \cdot 6 = 0,05$ м². Вычисляем f_2, g_2 во втором отверстии при $\mu = 0,65$.

$$f_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,05^2} - \left(\frac{0,65}{0,2}\right)^2 \left[(1+1)^2 - 1^2 - \frac{0,84 \cdot 1}{22} \cdot 1^2 \right]}} = 0,052 \text{ м}^2$$

$$g_2 = 1,2/0,052 \cdot 6 = 3,85 \text{ м/с.}$$

3 ^е отверстие	$f_3 = 0,056 \text{ м}^2; g_3 = 3,57 \text{ м/с.}$
4 ^е отверстие	$f_4 = 0,063 \text{ м}^2; g_4 = 3,14 \text{ м/с.}$
5 ^е отверстие	$f_5 = 0,079 \text{ м}^2; g_5 = 0,13 \text{ м/с.}$
6 ^е отверстие	$f_6 = 0,13 \text{ м}^2; g_6 = 1,5 \text{ м/с.}$

Воздуховод постоянного сечения с приточными отверстиями постоянной площади

Особый интерес представляют воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания постоянного сечения с отверстиями одинаковой площади. Такие воздуховоды, установленные в зрительных и актовых залах, фойе и других подобных помещениях общественных зданий и выполненные в строительном исполнении, хорошо вписываются в интерьер, обеспечивают требуемые нормами условия микроклимата зданий. Однако полной равномерности всасывания или раздачи воздуха такие воздуховоды обеспечить не могут, да такая равномерность почти никогда и не требуется. Поэтому при расчете воздуховодов равномерной раздачи или всасывания воздуха кроме геометрических и других необходимых данных должно обязательно указываться допустимое отклонение скорости или расхода воздуха от их среднего, максимального или минимального значений.

Порядок расчета.

1. Определяем скорость воздуха g_n , м/с, в начале воздуховода:

$$g_n = L / (3600ab). \quad (3.7)$$

2. Вычисляем эквивалентный диаметр d_g ,

$$d_g = 2ab / (a+b). \quad (3.8)$$

3. Определяем величину критерия Рейнольдса.

$$Re = g_n d_g / \nu \quad (3.9)$$

4. Находим коэффициент сопротивления трения по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,114 \sqrt{68 / Re + k / d_g}. \quad (3.10)$$

5. Вычисляем параметр воздуховода:

$$\lambda \bar{l} = \lambda l / d_g. \quad (3.11)$$

6. По следующим зависимостям для условия $l \leq 2 d_g / \lambda$, определим параметр щели $\mu \bar{\sigma}$, принимая в знаменателе под знаком радикала абсолютные значения:

$$\mu \bar{\sigma} = \sqrt{2r_{\max} / \left[0,25 \lambda \bar{l} (n-1)^2 + 0,4(n-1) / n - 0,167(4n+1)(n-1) \right]} \quad (3.12)$$

$$\mu \bar{\sigma} = \sqrt{2r_{\max} / \left[0,167(2n+1)(n+1) - 1 - 0,083 \lambda \bar{l} (n^2 - 1) - 0,2(n-1) \right]} \quad (3.13)$$

В расчет принимаем меньшую из величин, полученных по зависимостям (3.12) и (3.13).

7. Проверяем условия применения расчетных зависимостей неравенством $n\mu\bar{\sigma} \leq 1$. При значении $n\mu\bar{\sigma} > 1$ необходимо изменить конструктивные особенности воздуховода.

8. Подсчитываем площадь единичного отверстия σ , м².

$$\sigma = \mu\bar{\sigma} ab / \mu \quad (3.14)$$

9. Находим коэффициент местного сопротивления воздуховода по формуле

$$\zeta = 1 + \left\{ 1 + \left(\mu\bar{\sigma} \right)^2 \left[0,25\lambda\bar{l}(n-1)^2 + 0,2(n-1) - 0,167(4n+1)(n-1) \right] \right\} / \left[n^2 \left(\mu\bar{\sigma} \right)^2 \right]. \quad (3.15)$$

10. Вычисляем гидравлическое сопротивление воздуховода:

$$\Delta p = \zeta g_H^2 \rho / 2, \quad (3.16)$$

где ρ - плотность воздуха, для всех вариантов $\rho = 1,2$ кг/м³.

Пример № 2. Дано: размеры воздуховода $a = 0,6$ м, $b = 0,6$ м, $l = 10$ м; число отверстий $n = 5$; абсолютная шероховатость стенок $k = 0,01$ м; коэффициент расхода отверстия $\mu = 0,6$; расход воздуха через воздуховод $L = 8645$ м³/ч; максимально допустимое отклонение $r_{\max} = 0,06$.

Решение. 1. Определяем по формуле (3.7) скорость воздуха в начале воздуховода:

$$g_H = 8645 / (3600 \cdot 0,6 \cdot 0,6) = 6,67 \text{ м/с.}$$

2. Эквивалентный диаметр по формуле (3.8) равен:

$$d_g = 2 \cdot 0,6 \cdot 0,6 / (0,6 + 0,6) = 0,6 \text{ м.}$$

3. Величина критерия Рейнольдса согласно формуле (3.9) равна:

$$Re = 6,67 \cdot 0,6 / (1,5 \cdot 10^{-5}) = 2,67 \cdot 10^5$$

4. Коэффициент сопротивления трения определяем по равенству

$$(3.10): \quad \lambda = 0,114 \sqrt{68 / (2,67 \cdot 10^5) + 0,01 / 0,6} = 0,04.$$

5. Определяем параметр воздуховода по зависимости (3.11):

$$\lambda\bar{l} = 0,04 \cdot 10 / 0,6 = 0,667.$$

6. Находим комплекс величин:

$$2d_g / \lambda = 2 \cdot 0,6 / 0,04 = 30 \text{ м} > l = 10 \text{ м,}$$

поэтому определяем параметр щели по зависимостям (3.12) и (3.13):

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,06}{0,25 \cdot 0,667 \cdot 16 + 0,4 \cdot 4 / 5 - 0,167 \cdot 21 \cdot 4}} = 0,104,$$

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,06}{0,167 \cdot 11 \cdot 6 - 1 - 0,083 \cdot 0,667 \cdot 24 - 0,2 \cdot 4}} = 0,123$$

Принимаем $\mu\bar{\sigma} = 0,104$.

7. Так как $n\mu\bar{\sigma} = 5 \cdot 0,104 = 0,521 < 1$, то условия применяемых зависимостей выполнены.

8. Площадь единичного отверстия согласно формуле (3.14) равна:

$$\sigma = 0,104 \cdot 0,6 \cdot 0,6 / 0,6 = 0,0625 \text{ м}^2,$$

а его размеры, исходя из высоты воздуховода, можно принять равными $0,18 \times 0,35 \text{ м}$.

9. Коэффициент местного сопротивления воздуховода по формуле (3.15) равен:

$$\zeta = 1 + \{1 + 0,104^2 [0,25 \cdot 0,667 \cdot 16 + 0,2 \cdot 4 - 0,167 \cdot 21 \cdot 4]\} / [25 \cdot 0,104^2] = 4,28.$$

10. Аэродинамическое сопротивление воздуховода согласно зависимости (3.16) равно:

$$\Delta p = 4,28 \cdot 6,67^2 \cdot 1,2 / 2 = 114 \text{ Па}.$$

Воздуховод постоянного сечения с вытяжными отверстиями переменной площади

Равномерное всасывание воздуха может осуществляться воздуховодами различного конструктивного исполнения. Например, прямоугольными или круглыми воздуховодами постоянного поперечного сечения со щелью переменной ширины. Эти воздуховоды обеспечивают постоянство расхода воздуха по их длине, однако скорость входа воздуха непостоянна по длине щели. При необходимости обеспечения постоянства по длине и расхода и скорости применяют воздуховоды переменного поперечного сечения с отверстием (щелью) постоянной ширины. Для выравнивания потока в эти воздуховоды встраивают рассечки разных конструкций. Назначение рассечек — выровнять сопротивления входу воздуха на различных участках воздуховода, сохранив постоянство ширины отверстия для входа воздуха.

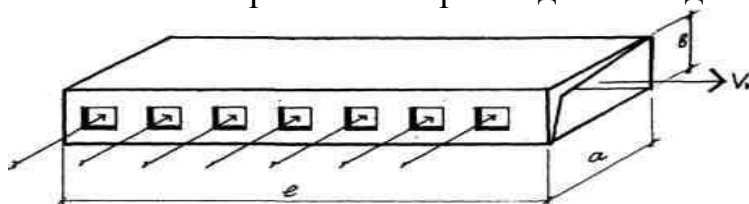


Рис.6. Схема воздуховодов равномерного всасывания (раздачи)

Порядок расчета.

1. Определяем скорость воздуха g_k , м/с, в конце воздуховода:

$$g_k = L / (3600ab). \quad (3.17)$$

2. Вычисляем эквивалентный по скорости, диаметр воздуховода по формуле

$$d_g = 2ab / (a+b). \quad (3.18)$$

3. Определяем величину критерия Рейнольдса:

$$Re = g_k d_g / \nu \quad (3.19)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости воздуха, для всех вариантов $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

4. Находим коэффициент сопротивления трения по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,114 \sqrt{68 / Re + k / d_g}. \quad (3.20)$$

5. Вычисляем параметр воздуховода:

$$\lambda \bar{l} = \lambda l / d_g. \quad (3.21)$$

6. Определяем параметр отверстия по формуле

$$\mu \bar{\sigma} = \mu \sigma / ab = \sqrt[4]{r_{\max} / [0,157(4n-1)(n-1) + 0,125 \lambda l (n-1)^2]}. \quad (3.22)$$

7. Подсчитываем площадь единичного отверстия:

$$\sigma = \mu \bar{\sigma} ab / \mu \quad (3.23)$$

8. Находим коэффициент местного сопротивления воздуховода по формуле

$$\zeta = \frac{1}{n^2 (\mu \bar{\sigma})^2} \left\{ 1 + 2 \left(\mu \bar{\sigma} \right)^2 \left[0,167(4n-1)(n-1) + 0,125 \lambda \bar{l} (n-1)^2 \right] \right\} - 1. \quad (3.24)$$

9. Вычисляем гидравлическое сопротивление воздуховода:

$$\Delta p = \zeta g_k^2 \rho / 2, \quad (3.25)$$

где ρ - плотность воздуха, для всех вариантов $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Пример № 3. Дано: размеры воздуховода $a = 0,6 \text{ м}$, $b = 0,6 \text{ м}$, $l = 10 \text{ м}$; число отверстий $n = 5$; абсолютная шероховатость стенок $k = 0,01 \text{ м}$; коэффициент расхода отверстия $\mu = 0,82$; расход воздуха через воздуховод $L = 8645 \text{ м}^3/\text{ч}$; максимально допустимое отклонение $r_{\max} = 0,06$.

Решение.

1. По формуле (3.17) определяем скорость воздуха в конце воздуховода:

$$g_k = 8645 / (3600 \cdot 0,6 \cdot 0,6) = 6,67 \text{ м/с}.$$

2. Эквивалентный диаметр по выражению (3.18) равен:

$$d_g = 2 \cdot 0,6 \cdot 0,6 / (0,6 + 0,6) = 0,6 \text{ м}.$$

3. Величина критерия Рейнольдса согласно формуле (3.19) равна:

$$\text{Re} = 6,67 \cdot 0,6 / (1,5 \cdot 10^{-5}) = 2,67 \cdot 10^5.$$

4. Коэффициент сопротивления трения определяем по равенству (3.20):

$$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{68 / (2,67 \cdot 10^5 + 0,01 / 0,6)} = 0,04,$$

5. Определим параметр воздуховода по зависимости (3.21):

$$\lambda \bar{l} = 0,04 \cdot 10 / 0,6 = 0,667.$$

6. Находим параметр отверстия по формуле (3.22):

$$\mu \bar{\sigma} = \sqrt[4]{0,06 / [0,167(4 \cdot 5 - 1)(5 - 1) + 0,125 \cdot 0,667(5 - 1)^2]} = 0,256$$

7. Площадь единичного отверстия рассчитываем по формуле (3.23):

$$\sigma = 0,256 \cdot 0,6 \cdot 0,6 / 0,82 = 0,112 \text{ м}^2,$$

а его размеры, исходя из высоты воздуховода, можно принять равными $0,3 \times 0,375 \text{ м}$.

8. Коэффициент местного сопротивления воздуховода найдем по формуле (3.24):

$$\zeta = \frac{1}{25 \cdot 0,256^2} \{ 1 + 2 \cdot 0,256^2 [0,167 \cdot 19 \cdot 4 + 0,125 \cdot 0,667 \cdot 16] \} - 1 = 0,73.$$

9. Гидравлическое сопротивление воздуховода согласно зависимости (3.25) равно:

$$\Delta p = 0,73 \cdot 6,67^2 \cdot 1,2/2 = 19,5 \text{ Па.}$$

Раздел VI. Воздушные завесы.

Завесы смешивающего типа

Расход воздуха для воздушно-тепловой завесы смешивающего типа определяется по формуле

$$G_3 = 5100 k_2 \mu_{ex} F_{ex} (t_{cm} - t_n) \sqrt{\Delta p \rho_n} / (t_3 - t_{cm}), \quad (6.1)$$

где k_2 - поправочный коэффициент для учета числа проходящих людей, места забора воздуха для завесы и типа вестибюля (прил.5); μ_{ex} - коэффициент расхода, зависящие от конструкции входа (табл. 1); F_{ex} - площадь одной открываемой створки наружных входных дверей, m^2 .

При совмещении воздушно-тепловой завесы с приточной вентиляцией (т.е. при заборе воздуха снаружи) значение G_3 принимают равным расходу воздуха, необходимого для приточной вентиляции, но не менее значения, определяемого по формуле (6.1).

Значение Δp определяют в результате расчета воздушного режима здания с учетом ветрового давления. При отсутствии полных исходных данных Δp можно рассчитывать по формуле

$$\Delta P_m = 9.8 h_{расч} (\rho_n - \rho_s) \quad (6.2)$$

Где значение $h_{расч}$, вычисляют с учетом ветрового давления в зависимости от этажности здания по формулам:

для зданий с числом этажей три и меньше

$$h_{расч} = h_{л.к} - 0,5 h_{дв}; \quad (6.3)$$

для зданий с числом этажей больше трех

$$h_{расч} = 0,5(h_{л.к} + 2 h_{эт} - h_{дв}), \quad (6.4)$$

где $h_{л.к}$ - высота лестничной клетки от планировочной отметки земли, м; $h_{дв}$ - высота створки входных дверей, м; $h_{эт}$ - полная высота одного этажа, м.

Таблица 2 Коэффициент расхода μ_{ex} для завес смешивающего типа

Конструкция входа	μ_{ex}
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,4
Вращающиеся двери	0,1

Примечание. При числе последовательно расположенных дверей больше трех расчет можно проводить с незначительным запасом, как для тройных дверей.

Тепловую мощность калориферов воздушно-тепловой завесы определяют по формуле

$$Q_3 = A G_3 (t_3 - t_{нач}) \quad (6.5)$$

Ширина щели завесы $b_{щ}$, м, определяется по формуле

$$v_{uz} = G_z / (3600 \cdot \rho_z \cdot h_{uz} \cdot n \cdot \mathcal{Q}_{вых}), \quad (6.6)$$

где n - число стояков завесы, шт.

Воздушные завесы шиберующего типа

Воздушные завесы применяются как устройства, препятствующие проходу воздуха через ворота, двери и технологические проемы. Основное назначение воздушных завес - обеспечить в холодный период года во время открывания ворот и дверей температуру воздуха на постоянных рабочих местах и в вестибюле общественных зданий (температуру смеси $t_{см}$ наружного и внутреннего воздуха) не менее требуемой нормами (табл.2).

Наибольшее распространение получили в производственных зданиях боковые завесы шиберующего типа периодического действия, а в общественных - боковые завесы смесительного типа постоянного действия. Температура воздуха, выходящего из завесы, принимается не выше 50°C для наружных дверей и 70°C для ворот, если нет на это ограничений со стороны технологического режима. Скорость выхода воздуха из щелей завесы ограничивается 5 м/с - для наружных дверей в общественных зданиях, 8 м/с - для наружных дверей производственных зданий и 25 м/с - для ворот.

Воздушные завесы рассчитывают на параметры наружного воздуха B с учетом ветрового давления. Основными данными, характеризующими работу завесы и определяющими ее технико-экономические показатели, являются относительный расход воздуха завесы и относительная площадь завесы.

Относительный расход воздуха завесы \bar{q} представляет собой отношение расхода воздуха завесы G_z , кг/ч, к расходу воздуха, проходящего через проем G_{np} , кг/ч, т.е.

$$\bar{q} = G_z / G_{np}$$

Относительная площадь завесы \bar{F} определяется как отношение площади проема $F_{np} = BH$ (где B - ширина проема, м; H - высота проема, м) к суммарной площади щелей воздухораспределителей $F_{щ}$:

$$\bar{F} = F_{np} / F_{щ} = BH / F_{щ}$$

Задача № 1. Рассчитать для раздвижных ворот производственного здания завесу шиберующего типа с боковой подачей воздуха. Здание без аэрационных проемов и фонарей. Механическая вытяжка и механический приток сбалансированны.

Определить: расход и температуру воздуха, подаваемого завесой; тепловую мощность завесы, размер воздуховыпускных устройств и скорость выхода воздуха из них.

Порядок расчета. 1. Общий расход воздуха, G_z , кг/ч, подаваемого завесой шиберного типа определяется по формуле

$$G_z = 5100 \bar{q} \mu_{np} F_{np} \sqrt{\Delta P \rho_{см}}$$

где μ_{np} - коэффициент расхода проема при работе завесы (принимается

в зависимости от \bar{q} и $\bar{F} = \frac{F_{np}}{F_{цели}}$ по табл.3); ΔP - разность давлений воздуха с двух сторон наружного ограждения на уровне проема, Па; $\rho_{см}$ - плотность, кг/м³, смеси подаваемого завесой и наружного воздуха при температуре $t_{см}$, равной нормативной; $\rho = 353/(273+t)$.

Таблица 3 Значение коэффициента расхода воздуха проема μ_{np} для боковых завес шиберного типа

Относительная площадь завесы \bar{F}	Значения μ_{np} для раздвижного (верхняя строка) и распашного (нижняя строка) проема при относительном расходе \bar{q}					
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
10	0,42	0,38	0,35	0,33	0,31	0,29
	0,36	0,32	0,31	0,28	0,26	0,25
20	0,35	0,32	0,30	0,29	0,29	0,29
	0,30	0,27	0,26	0,25	0,25	0,25
30	0,31	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
	0,27	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
40	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Разность давлений ΔP определяют расчетом в результате решения уравнений воздушных балансов с учетом ветрового давления для холодного режима года.

Для ориентировочных расчетов, если нет полных исходных данных, значение ΔP можно принять по формуле

$$\Delta P = \Delta P_m + k_1 \Delta P_\theta,$$

где k_1 - поправочный коэффициент на ветровое давление, учитывающий степень герметичности зданий;

$$\Delta P_m = 9.8 h_{расч} (\rho_n - \rho_\theta)$$

$$\Delta P_\theta = \frac{c v_\theta^2 \rho_n}{2},$$

где $h_{расч}$ - расчетная высота, т.е. расстояние по вертикали от центра проема, оборудованного завесой, до уровня нулевых давлений, где давление с наружи и внутри здания равны (высота нейтральной зоны), м; ρ_n - плотность воздуха, кг/м³, при температуре наружного воздуха (параметры Б); ρ_θ - то же, при средней по высоте помещений температуры внутреннего воздуха t_θ ; v_θ - расчетная скорость ветра, значение которой принимается при параметрах Б для холодного периода года (принимается по СНиП или прил.4); c - расчетный аэродинамический коэффициент, значение которого следует принимать по СНиП или принимается по прил.4.

Расчетную высоту $h_{расч}$ ориентировочно можно принимать;

а) для зданий без аэрационных проемов и фонарей

$$h_{расч} = 0.5h_{пр} ,$$

где $h_{пр}$ - высота открываемого проема;

2.Требуемая температура воздуха завесы t_3 определяется на основании уравнения теплового баланса по формуле

$$t_3 = t_n + \frac{t_{см} - t_n}{\bar{Q}(1 - \bar{Q})} ,$$

где \bar{Q} - отношение теплоты, теряемой с воздухом, уходящем через открытые проемы наружу, к тепловой мощности завесы, (принимается табл.4.)

Таблица 4 Отношение количества теплоты, теряемой с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов боковой завесы \bar{Q}

Относительная площадь завесы \bar{F}	Значение \bar{Q} при относительном расходе \bar{q}				
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
20	0,03	0,05	0,12	0,20	0,25
30	0,07	0,11	0,19	0,27	0,33
40	0,11	0,17	0,25	0,31	0,41

3. Количество теплоты $Q_{доп}$, Вт, необходимой для компенсации дополнительных тепловых потерь помещением вследствие поступления воздуха через проем, оборудованный завесой, определяется по формуле

$$Q_{доп} = 0,278c_p G_3 (1 / \bar{q} - 1)(t_s - t_n) \tau / 60 ,$$

где $c_p = 1$ кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха.

4. Тепловая мощность калориферов воздушно-тепловой завесы, Q_3 , Вт, равна:

$$Q_3 = AG_3(t_3 - t_{нач}) ,$$

где $A=0,28$ – коэффициент; $t_{нач}$ - температура воздуха, забираемого для завесы, °С (на уровне всасывающего отверстия вентилятора $t_{нач}$ принимается равной температуре смеси воздуха, поступающего в помещение; из верхней зоны – равной температуре воздуха в верхней зоне; снаружи – равной температуре наружного воздуха для холодного периода года, соответствующей параметрам Б).

Если в результате расчета t_3 окажется меньше $t_{нач}$, то следует использовать завесы без калориферных секций.

5. Ширина щели завесы $b_{щ}$, м, определяется по формуле

$$b_{щ} = F_{пр} / (2H\bar{F}) = 0,5B / \bar{F}$$

6. Скорость воздуха в щели воздушно-тепловой завесы $g_{щ}$, м/с, равна:

$$g_{щ} = G_3 / (2 \cdot 3600 H b_{щ} \rho_3) ,$$

где ρ_3 - плотность воздуха, соответствующая температуре завесы t_3 , кг/м³.

Раздел VII. Воздушные души

Воздушное душирование применяют для создания на постоянных рабочих местах требуемых метеорологических условий при тепловом облучении и при открытых производственных процессах, если технологическое оборудование, выделяющее вредные вещества, не имеет укрытий или местной вытяжной вентиляции.

Достижение нормируемых параметров воздуха определяется расчетом по предельным (осевым) значениям параметров воздушной струи на постоянном рабочем месте.

За расчетные величины на постоянном рабочем месте рекомендуется принимать:

- температуру смеси воздуха в воздушной струе - равной нормируемой по приложению Е СНиП 41- 01 - 2003, при тепловом облучении интенсивностью 140 Вт/м^2 и более. Для промежуточных значений поверхностей плотности лучистого теплового потока температуру смеси воздуха в душирующей струе следует определять интерполяцией.

- минимальную концентрацию вредных веществ в воздушной струе - равной ПДК по приложению 2 ГОСТ 12.1.005-88;

- скорость движения воздушной струи - соответствующей температуре смеси воздуха в душирующей струе по приложению Е СНиП 41- 01 - 2003 при тепловом облучении интенсивностью 140 Вт/м^2 и более.

При расчете определяется типоразмер душирующего воздухораспределителя F_o , скорость выпуска воздуха \mathcal{G}_o и расход воздуха на воздухораспределитель L_o . Температура приточного воздуха на выходе из воздухораспределителя t_o должна быть меньше или равной нормируемой.

Расчет производится из условия обеспечения нормируемых параметров воздуха на постоянном рабочем месте по следующим формулам:

а) при тепловыделениях и $t_{\text{норм}} > t_o$, полученной при адиабатическом охлаждении воздуха или без охлаждения,

$$F_o = \left[\frac{(t_{pz} - t_{\text{норм}}) \cdot x}{(t_{pz} - t_o) \cdot n} \right]^2; \quad (7.1)$$

$$\mathcal{G}_o = \frac{\mathcal{G}_{\text{норм}} \cdot x}{m \cdot \sqrt{F_o}} \geq \mathcal{G}_{\text{норм}}, \quad (7.2)$$

где, x — расстояние от воздухораспределителя до рабочего места, м; m , n — соответственно скоростной и температурный коэффициенты воздухораспределителя (принимаются по справочной литературе);

б) при тепловыделениях и $t_{\text{норм}} < t_o$, полученной при адиабатическом охлаждении,

$$F_o = (x/n)^2; \quad (7.3)$$

$$\mathcal{G}_o = \mathcal{G}_{\text{норм}}; \quad (7.4)$$

$$t_o = t_{\text{норм}}, \quad (7.5)$$

т.е. требуется искусственное охлаждение воздуха;

в) при газо- и пылевых выделениях \mathcal{G}_o рассчитывается по формуле (7.2), а

$$F_o = \left[\frac{(Z_{pz} - \text{ПДК}) \cdot x}{(Z_{pz} - Z_o) \cdot n} \right]^2, \quad (7.6)$$

где, $ПДК$ — предельно допустимая концентрация вредных веществ на рабочем месте в соответствии с приложением 2 ГОСТ 12.1.005-88; Z_{pz} и Z_o — концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны и в приточном воздухе на выходе из воздухоораспределителя.

Если заданы величины m , n , F_o и x следует определять: ϑ_o при $x < m \cdot \sqrt{F_o}$ по формуле (7.4); t_o при $x < n \cdot \sqrt{F_o}$ по формуле (7.5); ϑ_o при $x > m \cdot \sqrt{F_o}$ по формуле (7.2); t_o при $x > n \cdot \sqrt{F_o}$ по формуле

$$t_o = t_{pz} - \frac{(t_{pz} - t_{норм}) \cdot x}{n \cdot \sqrt{F_o}} . \quad (7.7)$$

Задачи и упражнения для практических занятий

Раздел II. Аэродинамический расчет систем различного назначения

Задача 1. Выполнить расчет системы вытяжной вентиляции промышленного здания с механическим побуждением движения воздуха (рис. 1) Нагрузка и длины отдельных участков приведены в табл. 1. Расчет произвести методом удельных потерь давления на 1 пог. м. Результаты расчета представить в виде таблицы.

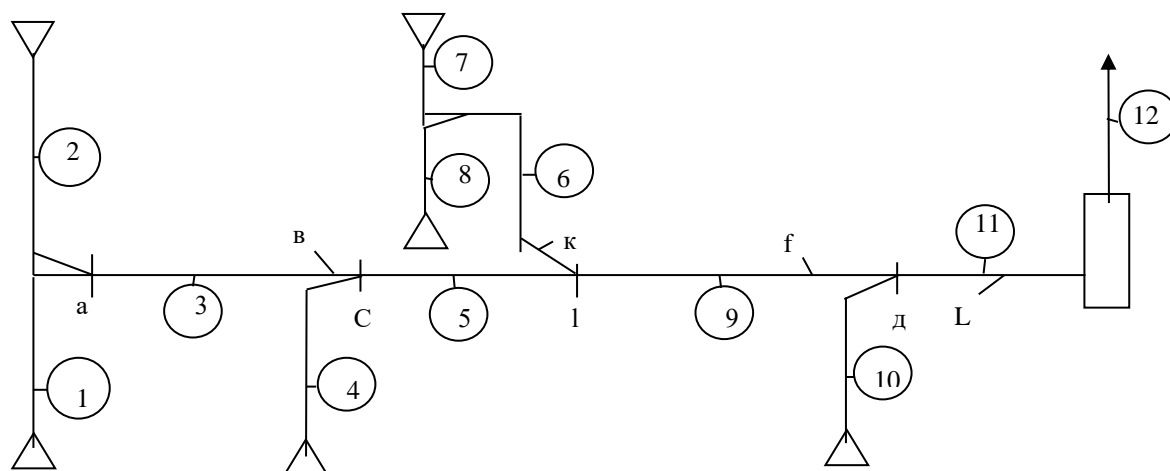


рис. 1. Расчетная схема сети воздуховодов.

№ участка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Расход воздуха, L , $м^3/ч$	1200	1300	2500	1000	3500	3000	1500	1500	6500	2000	8500	8500
Длина участка, l , м.	3	4	5	3	6	7	2	2	8	6	4	13

Раздел III. Обработка приточного воздуха

Задача №1. Рассчитать величину и период максимальных поступлений тепла солнечной радиации в помещение через заполнение световых проемов в двух противоположных стенах, обращенных на ЮВ и СЗ. В каждой стене помещения имеются по шесть окон размером в свету $2 \times 1,8$ м с двойным остеклением без переплетов со стеклами толщиной 4 мм. Расчет сделать для окон без солнцезащитных устройств и для окон со светлыми жалюзи между стеклами. Затенение остекления откосами проема не учитывать. Помещение занято людьми с 8 до 18 ч по истинному солнечному времени. Загрязнение остекления незначительное; атмосфера района строительства незагрязненная; расчетное значение температуры наружного воздуха 22°C ; температура внутреннего воздуха 25°C .

Задача №2. Определить воздухообмен для разбавления избыточной явной теплоты, влаги и углекислого газа в зале заседаний на 50 мест, находящемся в административно-бытовом корпусе. Здание находится в г. Минске. Поступление теплоты: в теплый период - $Q_{\text{я}} = 3880$ Вт; в холодный период - $Q_{\text{я}} = 5820$ Вт. Влагопоступления составляют: теплый период $W = 2400$ г/ч; в холодный период $W = 1800$ г/ч. Количество выделившейся углекислоты $G = 2000$ г/ч. Параметры наружного воздуха: теплый период $t_{\text{н}}^{\text{А}} = 21,2^\circ\text{C}$; $I_{\text{н}} = 47,2$ кДж/кг; холодный период: $t_{\text{н}}^{\text{Б}} = -24^\circ\text{C}$; $I_{\text{н}} = -27,7$ кДж/кг. Параметры внутреннего воздуха для зала заседаний $t_{\text{в}} = 24,2^\circ\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 65\%$; холодный период: $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 60\%$. Расчет воздухообмена провести для теплого и холодного периодов года.

Раздел V. Местные отсосы.

Для борьбы с выделяющимися в воздух производственных помещений парами и газами вредных веществ, а также пылью наиболее эффективно применение местной вытяжной вентиляции. Высокая эффективность местных систем определяется максимально высокой концентрацией вредных примесей в удаляемом воздухе.

Исходными данными для расчета отсосов открытого типа являются: размеры источника вредных выделений; количество выделяемой или конвективной теплоты Q , Вт; расход вредных веществ M , мг/с; расположение и размеры отсоса; нормируемая скорость движения воздуха в помещении $g_{\text{н}}$, м/с.

Задача 1. Рассчитать расход воздуха для зонта, расположенного на высоте $l = 0,8$ м над источником длиной $a = 1,4$ м и шириной $b = 0,8$ м. Конвективная теплоотдача источника $Q = 2000$ Вт. Скорость движения воздуха в помещении $g_{\text{н}} = 0,3$ м/с.

Задача 2. В дополнении к условиям задачи 1 источник вместе с теплотой выделяет окислы азота (ПДК = 5 мг/м^3) в размере $M = 80$ мг/с. Концентрация окислов азота в приточном воздухе $q_{\text{пр}} = 0$.

Задача 3. Рассчитать расход воздуха для зонта, расположенного на высоте $l = 1$ м над источником длиной $a = 0,6$ м и шириной $b = 0,8$ м.

Температура нагретой поверхности $t_n = 900\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура воздуха в рабочей зоне $t_{pz} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, коэффициент конвективной теплоотдачи нагретой поверхности $q_k = 17,6\text{ Вт(м}^2\text{К)}$. Скорость движения воздуха в помещении $\vartheta_e = 0,4\text{ м/с}$.

Задача 4. В дополнении к условиям задачи 3 источник вместе с теплотой выделяет окислы азота (ПДК = 5 мг/м^3) в размере $M = 100\text{ мг/с}$. Концентрация окислов азота в приточном воздухе $q_{np} = 2\text{ мг/м}^3$.

Задача 5. Рассчитать боковой отсос имеющий размеры $a \times b = 0,6 \times 0,6\text{ м}$. Источник выделяет конвективную теплоту $Q = 1300\text{ Вт}$ и сернистый газ $M = 20\text{ мг/с}$ (ПДК = 10 мг/м^3). Размеры отсоса: $A = 0,6\text{ м}$; $B = 0,3\text{ м}$. Расстояние от источника до отсоса: $x_o = 0,3\text{ м}$; $y_o = 0,4\text{ м}$. Нормируемая скорость движения воздуха в помещении $\vartheta_e = 0,3\text{ м/с}$.

Задача 6. Определить объем удаляемого воздуха и размеры зонтак-козырька у термической печи, имеющей загрузочное отверстие размером $h \times b = 0,4 \times 0,6\text{ м}$. В печи поддерживается температура газов $t_r = 845\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура воздуха рабочей зоны $t_{pz} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задача 7. Определить длину вылета зонтика l и объем удаляемого воздуха $L_{уд}$ от загрузочного отверстия печи размером $h \times b = 400 \times 600\text{ мм}$. Температура в печи $t_r = 900\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура воздуха рабочей зоны $t_{pz} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задача 8. Определить объем воздуха, удаляемого бортовым отсосом от ванны хромирования, при таких параметрах: $b = 0,6\text{ м}$; $l = 1,3\text{ м}$; $t_{жс} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_8 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_8 = 40\text{ мм}$; глубина уровня жидкости в ванне $H_p = 80\text{ мм}$, скорость движения воздуха в помещении $\vartheta_e = 0,2\text{ м/с}$. Расчет провести по методу М.М.Баранова.

Задача 9. Определить расход воздуха, удаляемого от ванны хромирования размером $b \times l = 0,8 \times 1,2\text{ м}$. Расстояние от зеркала раствора до борта ванны $H_p = 0,15\text{ м}$, температура раствора $t_{жс} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура воздуха рабочей зоны $t_{pz} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, расчетная ширина ванны $b = 0,7\text{ м}$. Расчет произвести по методу института "Проектпромвентиляция".

Задача 10. Для условий задачи 9 определить расход удаляемого воздуха при использовании поддува.

Задача 11. Определить расход воздуха, удаляемого двухбортовым отсосом ванны травления серной кислотой, $t_8 = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{ном} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$; $B = 0,9\text{ м}$; $l = 1\text{ м}$; $\varphi = \pi/2$. Расчет произвести по методу И.Л. Виварели.

Задача 12. Определить расход воздуха, удаляемого от соляной ванны обычным кольцевым отсосом при следующих исходных данных $d_o = 1,06\text{ м}$; $d = 0,85\text{ м}$; $h = 0,16\text{ м}$; $B = 0,16\text{ м}$. Температура расплава $t_n = 500\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_8 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Газовыделения отсутствуют. Скорость движения воздуха в помещении $\vartheta_e = 0,2\text{ м/с}$.

Раздел VI. Воздушные завесы.

Задача 1. Рассчитать боковую двухстороннюю завесу и подобрать типовое решение, если завеса должна быть устроена у раздвижных ворот,

размером $F_{np} = 3,6 \times 3,6 = 12,96 \text{ м}^2$ в одноэтажном производственном здании высотой 8,4м, имеющем зенитные фонари. Механическая вытяжка и механический приток сбалансированы. Расчетная температура наружного воздуха $t_n = -20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\rho_n = 1,39 \text{ кг/м}^3$. Температура воздуха в помещении $t_в = 18 \text{ }^\circ\text{C}$; $\rho_в = 1,21 \text{ кг/м}^3$. При работе завесы температура воздуха $t_{см} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$; $\rho_{см} = 1,23 \text{ кг/м}^3$. Расчетная скорость ветра $g_в = 5,5 \text{ м/с}$. Расчетный аэродинамический коэффициент $c = 0,8$. Поправочный коэффициент $\kappa_1 = 0,2$.

Задача 2. Для условий задачи 1 рассчитать боковую двустороннюю завесу и подобрать типовое решение, если превышение механической вытяжки над притоком составляет $\Delta G_{мех} = 0,25 \times 10^6 \text{ кг/ч}$.

Задача 3. Для условий задачи 1 рассчитать комбинированную воздушно-тепловую завесу.

Задача 4. Рассчитать воздушно-тепловую завесу для главного входа в административное здание при заборе воздуха из открытого вестибюля. Входные двери вращаются $\mu_{вх} = 0,1$. Исходные данные: $t_n = -25 \text{ }^\circ\text{C}$; $\rho_n = 1,42 \text{ кг/м}^3$; $t_в = 16 \text{ }^\circ\text{C}$; $\rho_в = 1,22 \text{ кг/м}^3$; $t_{см} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$; $h_{лк} = 60 \text{ м}$; $h_{ов} = 2,5 \text{ м}$; $h_{эт} = 3,3 \text{ м}$; $F_{вх} = 0,8 \times 2,5 = 2 \text{ м}^2$; $n = 2500 \text{ чел/час}$.

Раздел VII. Воздушные души.

Задача 1. Интенсивность теплового облучения на рабочем месте равна 700 Вт/м^2 ; категория работ средней тяжести; температура в рабочей зоне помещения $t_{pz} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; возможное минимальное расстояние от выходного сечения душирующего воздухораспределителя до рабочего места $x = 2 \text{ м}$. Путем адиабатической обработки подаваемого воздуха можно получить температуру $t_o = 21 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить типоразмер воздухораспределителя УДВ и требуемый для душирования расход воздуха.

Задача 2. Определить типоразмер воздухораспределителя и расход воздуха на душирование при следующих исходных данных: $x = 4 \text{ м}$; $t_{pz} - t_{норм} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{pz} - t_o = 12 \text{ }^\circ\text{C}$; $z_{pz} - \text{ПДК} = 16 \text{ мг/м}^3$; $z_{pz} - z_o = 40 \text{ мг/м}^3$; $g_{норм} = 3 \text{ м/с}$.

Литература

Основная

1. Каменев П.Н. Вентиляция: учебник для вузов / П.Н. Каменев, Е.И. Тертичник. — М.: АСВ, 2008.— 616 с.: ил.— Библиогр. в конце кн.- ISBN 978-5-93093-436-6 (в пер.).
2. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: учебник для вузов / В.Н.Богословский. — 3-е изд. — СПб. : Авок Северо-Запад, 2006. — 400с. — (Инженерные системы зданий). — Библиогр. В конце кн. — ISBN 5-902146-10-0/в пер./: 180.00.
3. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. (учеб. пособие/Ананьев В.А., Балыева В.П., Мурашко В.П. — Новая ред. — М.: Евроклимат, 2008. — 504с. : ил. — (Библиотека климатехника). — ISBN 5-94836-171-0 /в пер./: 1275. 00.
4. Гримитлин А.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры в инженерном оборудовании зданий: учеб. пособие / Гримитлин А.М., Иванов О.П., Пухкал В.А. — СПб. : АВОК Северо-Запад, 2006. — 210с. : ил. + 1 опт. диск (CD ROM). — (Учебная библиотека АВОК Северо-Запад). — Библиогр. в конце кн.— ISBN 5-902146-09-0 /в пер./: 140.00.

Дополнительная

1. Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности : учеб. пособие для вузов / Е.А. Штокман [и др.];

под ред. Е.А. Штокмана. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: АСВ, 2007.- 632с.:ил.— Библиогр. в начале кн.— ISBN 978-5-93093-522-6.

2. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование: учеб. пособие для вузов / Б.М. Хрусталева [и др.]; под. общ. ред. Б.М. Хрусталева. — 3-е изд., испр. и доп. — М.: АСВ, 2008. — 784 с. : ил. — На обл. и корешке указ. Три авт. — Библиогр. в конце гл. — ISBN 978-5-93093-394-9 (в пер.) : 627, 00.

3. Полушкин В.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учеб. Пособие. Ч.1. Теоретические основы создания микроклимата в помещении / В.И. Полушкин, О.Н. Русак, С.И. Бурцев и др. — СПб.: Профессия, 2002. — 176с.: ил. — (Специалист). — Библиогр. В конце кн. — ISBN 5-93913-031-3 /в пер./ : 145.48.

4. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: учеб. пособие для вузов / В.П. Титов [и др.]. — М.: Стройиздат, 1985. — 208 с. — 0,50.

5. Отопление и вентиляция: учебник для вузов по спец. "Теплогазоснабжение и вентиляция": в 2 ч. — М.: Стройиздат, 1975-1976. Ч.2: Вентиляция / В.Н.Богословский [и др.]; под ред. В.Н. Богословского. — 1976. — 439 с : рис. — Авт. указаны на обороте тит.

6. Богословский В.Н. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 2 ч. Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха/ В.Н.Богословский [и др.]; под ред. И.Г. Староверова. — 3-е изд. — М.: Стройиздат, 1978. — 509 с.: ил. — 4,10.

7. Вентиляция жилых, общественных и административно-бытовых зданий : учебное пособие / Р. А. Ковалев, Г. Н. Зеленко, В. Ф. Рожков ; ТулГУ, Ин-т горного дела и стр-ва .— Тула : Изд-во ТулГУ, 2016 .— 356 с. : ил. — Библиогр.: с. 228-229 .— ISBN 978-5-7679-3683-0

8. Расчет воздухообмена цехов машиностроительного производства : учебное пособие / Р. А. Ковалев, Г. Н. Зеленко, В. Ф. Рожков ; ТулГУ, Ин-т горного дела и стр-ва .— Тула : Изд-во ТулГУ, 2018 .— 217 с. : ил. — Библиогр.: с. 135-138 .— ISBN 978-5-7679-4153-7