Министерство образования Российской Федерации

**ВОСТОЧНОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

кафедра: «ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И ТЕПЛОТЕХНИКА»

Допущен к защите.

Руководитель: Фёдорова В.В

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

**на тему: «Вентиляция студенческой столовой на 400 мест в городе Курган»**

Улан-Удэ, 2008

**Содержание**

Введение

1. Исходные данные

2. Выбор расчётных параметров наружного воздуха для тёплого, переходного и холодного периодов года

3. Выбор расчётных параметров внутреннего воздуха для тёплого, переходного и холодного периодов года

4. Составление теплового баланса, определение поступлений влаги и газовых вредностей в расчётное помещение по периодам года

5. Расчёт требуемого воздухообмена в помещениях здания

6. Составление воздушного баланса

7. Способ организации воздухообмена в помещении

8. Аэродинамический расчёт воздуховодов

9. Расчёт и подбор вентиляционного оборудования

10. Акустический расчёт приточной системы вентиляции и разработка мероприятий для борьбы с шумом и вибрацией

11. Технико-экономические показатели проекта

Список литературы.

**Введение**

Одной из основных систем жизнеобеспечения здания является система вентиляции. Это комплекс устройств, обеспечивающих необходимые параметры воздуха в рабочей зоне помещения, для нормального самочувствия человека.

Данный курсовой проект имеет цель в приобретении навыков по проектированию и расчету систем вентиляции.

В ходе работы разработана общеобменная система вентиляции для общественного здания в городе Красноярск; определены основные вредности, выделяемые в помещении; выполнен аэродинамический расчет; подобрано основное вентиляционное оборудование для приточной системы спортивного зала.

1. **Исходные данные**

В данном курсовом проекте разрабатывается общеобменная система вентиляции здания средней школы. Основное расчетное помещение спортивный зал 192 человека. Площадь зала 162 м2, высота зала 5,4 м.

Район строительства объекта - г. Красноярск

Источником теплоснабжения являются тепловые сети. В качестве теплоносителя используется вода с параметрами теплоносителя 1500С - 700С.

Остекление – двойное в деревянных переплетах без солнцезащитных устройств при толщине стекла 4-6 мм.

1. **Выбор расчётных параметров наружного воздуха для тёплого, переходного и холодного периодов года**

Расчётные параметры наружного воздуха для заданного района строительства, г. Красноярск, определяются по СНиП /6/. При проектировании системы общеобменной вентиляции для удаления избытков тепла и влаги следует принимать для теплого и холодного периодов года расчетные параметры по категории А.

В переходный период для любого района строительства за расчетные принимаются: температура наружного воздуха +8 0С, теплосодержание - 22,5 кДж/кг. Значения расчётных параметров, занесены в таблицу 1.

**Таблица 1**

**Расчётные параметры наружного воздуха.**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Периоды года | Тем-ра,  0С | Тепло-  содерж.  кДж/кг | Относ.  Влажн., | Бар.  давл.,  Рбар | Геогр.  широта,  град. |
| Тёплый | 23,6 | 51,1 | 65 | 990 | 56 |
| Переходный | 8 | 22,5 | 65 | 990 | 56 |
| Холодный | -24 | -23 | 65 | 990 | 56 |

**3. Выбор расчётных параметров внутреннего воздуха для тёплого, переходного и холодного периодов года**

Расчётные параметры внутреннего воздуха в здании студенческой столовой регламентированы СНиП /9, 10/.

В качестве расчетного помещения здания принят обеденный зал на 400 человек.

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и подвижности внутреннего воздуха в расчетном помещении общественного здания, обеспечиваемые системами общеобменной вентиляции приняты по табл. 1.7, 1.8 /1/ и приложению 1 /11/.

При выборе параметров внутреннего воздуха необходимо учитывать, что для районов строительства с температурой наружного воздуха 250С и ниже допустимая температура внутреннего воздуха в тёплый период принимается не более 280С:

tв = tн + (35) ≤ 28 0С,

где: tв - температура внутреннего воздуха, 0С;

tн - температура наружного воздуха, 0С.

tв = 23,6 + 3 = 26,60С ≤ 28 0С.

Значение расчётных параметров занесены в таблицу 2.

**Таблица 2**

**Расчётные параметры внутреннего воздуха.**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Периоды года** | **Температура,**  **0С** | **Относительная влажность, %** | **Скорость ветра, м/с** |
| Тёплый | 26,6 | ≤ 65 | ≤ 0,5 |
| Переходный | 16 | ≤ 65 | ≤ 0,2 |
| Холодный | 16 | ≤ 65 | ≤ 0,2 |

**4. Составление теплового баланса, определение поступлений влаги и газовых вредностей в расчётное помещение по периодам года**

*Теплый период.*

*Составление теплового баланса.*

Тепловой баланс составляется на основании расчёта количества тепла, поступающего в вентилируемое помещение ∑Qпост., и теряемого помещением ∑Qрасх., в результате чего определяют теплоизбытки или теплонедостатки в помещении:

ΔQизб = ∑Qпост - ∑Qрасх > 0,

ΔQнед = ∑Qпост - ∑Qрасх < 0.

Тепловой баланс составляется для тёплого, переходного и холодного периодов года.

*Определение поступлений тепла в помещение.*

В помещение обеденного зала в тёплый период тепло поступает от следующих источников, Вт:

∑Qпост = Qлюд + Qг.п + Qc.рад .

где: Qлюд - теплопоступления от людей, Вт;

Qг.п - теплопоступления от горячей пищи, Вт;

Qc.рад - теплопоступления за счёт солнечной радиации, через остекление и покрытие, Вт.

Количество тепла, Вт, выделяемое людьми определяется по формуле:

Qлюд = ,



где: qп - количество полного тепла, Вт, выделяемое в зависимости от температуры внутреннего воздуха и характера выполняемой работы /1, табл. 2.1/;

n = N · 0.7 = 400 · 0.7 = 280 чел - количество мужчин и женщин одновременно находящихся в помещении.

Qлюд = 93 ⋅ 140 + 93 ·140 · 0,85 = 24087 Вт.

Количество тепла, Вт, поступающего в помещение в тёплый период года за счёт солнечной радиации через световые проёмы и покрытие, определяют по формуле:

Qс.рад = Qост + Qпокр,

где: Qост - теплопоступления через остеклённые световые проёмы, Вт;

Qпокр - теплопоступления через покрытие, Вт.

Теплопоступление через остекление.

Qост = qс ⋅ Fс ⋅ kоп,

где: qс – тепловой поток, поступающий через 1м2 стекла освещенного солнцем;

qс = (qп. + qр.) ⋅ К1 ⋅ К2 ;

Fс - площадь световых проёмов, м2;

kоп – коэффициент проникания солнечной радиации через заполнение светового проема.

qп., qр. - поступление тепла, Вт/м2, соответственно от прямой и рассеянной солнечной радиации в июле через вертикальное остекление светового проёма, в зависимости от географической широты места строительства, ориентации остекления и расчётного часа;

К1 - коэффициент, учитывающий затемнение остекления переплётами и загрязнения атмосферы;

К2 - коэффициент, учитывающий загрязнение стекла.

Полученные значения заносятся в таблицу 3.

Теплопоступления через покрытие:

Qпокр = (qо + β Аq ) ⋅ F,

Где: qо - среднесуточное поступление тепла в помещение, Вт/м2;

β - коэффициент для различных часов суток /1, табл. 2,20/;

Аq - амплитуда колебаний теплового потока, Вт/м2;

F - площадь покрытия, м2.

Qпокр не считаем из-за не совпадения МАХ поступления тепла через покрытия и остекление.

# **Таблица 3**

## **Расчет солнечной радиации через покрытие**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Расчетная величина | Ориентация | Время занятости помещения | | | | | | | | | |
| 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** | ***8*** | ***9*** | ***10*** | ***11*** | ***12*** |
| qп. + qр | Восток | 669 | 618 | 469 | 269 | 104 | 54 | 50 | 48 | 47 | 41 |
| K1 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 | 0,45 |
| K2 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 |
| kоп | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 | 35,2 |
| Fс | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 | 0,65 |
| Qост |  | 6543 | 6045 | 4587 | 2630 | 1017 | 528 | 489 | 469 | 460 | 401 |

Поступление тепла в помещение через покрытие выбирается исходя из максимального теплопоступления в часы работы помещения.

Количество тепла, Вт, поступающего в помещение в тёплый период года от горячей пищи определяют по формуле:

∑Qпост = 25 · n · τ = 25 · 280 · 0.3 = 2100 Вт

где τ = 0.3 продолжительность приёма пищи.

Суммарные теплопоступления в теплый период составят:

∑Qпост = 24087 + 6543 + 2100 = 32730 Вт.

*Поступление влаги в помещение.*

Поступление влаги в помещение происходит в результате испарения с поверхности кожи и дыхания людей, испарения со свободной поверхности, испарения с влажных поверхностей материалов и изделий.

Количество влаги, поступающей в помещение, определяют на основании анализа возможных источников влаговыделений. Для обеденного зала избытки влаги будут состоять из влаговыделений людей и горячей пищи, кг/ч:

ΔWизб = Wлюд + Wг.п, кг/ч;

где Wлюд - количество влаги, выделяемое людьми, кг/ч;

Количество влаги, выделяемое людьми, кг/ч, определяется по формуле:

Wлюд = gчел⋅n = 50 ⋅ 140 + 50 ·140 ·0,85 = 12950 г/ч;

где gчел - влаговыделения одним человеком, г/ч, зависящее от характера выполняемой работы и температуры внутреннего воздуха /1/;

n - количество людей одновременно находящихся в помещении, равное 280.

Количество влаги, выделяемое от горячей пищи кг/ч, определяется по формуле:

Wг.п = 0,022 · n · τ = 0,022 · 280 · 0,3 = 1,85 кг/ч

где τ = 0.3 продолжительность приёма пищи.

ΔWизб = 12,95 + 1,85 = 14,8 кг/ч.

*Поступление газовых вредностей.*

Основной газовой вредностью в помещениях общественных зданий является углекислый газ СО2, выделяемый при дыхании людьми.

Количество СО2, Мсо в г/ч, определяется по формуле:

Мсо = mсо ⋅ n = 23 ⋅ 140 + 23 · 140 ·0,85 = 5957 л/ч;

где mсо - количество СО2, выделяемое одним человеком в зависимости от характера выполняемой работы /1/;

n - количество людей одновременно находящихся в помещении.

*Переходный период.*

*Составление теплового баланса.*

*Определение поступлений тепла в помещение.*

В помещение в переходный период тепло поступает от следующих источников, Вт:

∑Qпост = Qлюд + 0,5 ⋅ Qс. рад + Qг.п

где: Qлюд - теплопоступления от людей, Вт;

Qc.рад - теплопоступления за счёт солнечной радиации, через остекление и покрытие, Вт.

Qг.п - теплопоступления от горячей пищи, Вт.

Qлюд = 145 · 140 + 145 ·140 · 0,85 = 37555, Вт.

Теплопоступления от горячей пищи, Вт:

∑Qпост = 25 · n · τ = 25 · 280 · 0.3 = 2100 Вт

Суммарные теплопоступления в переходный период составят:

∑Qпост = 37555 + 0,5 ⋅ 6543 + 2100= 42926 Вт.

*Потери тепла.*

В переходный период потери тепла состоят из теплопотерь через наружные ограждения:

∑Qрасх = Qт.п.п.п + Qинф Вт.

Расчет ведется согласно СНиП/8/.

Полученные значения, при расчете потерь тепла через наружные ограждения, сведены в таблицу 4.

Требуемое сопротивление теплопередачи для наружных стен составляет:

Rо.нс = n(tв - tн) / (∧tн ⋅ αв) = 1(16 + 24) / (4,5 ⋅ 8,7) = 1,328, м2 °С/Вт.

Требуемое сопротивление теплопередачи для потолочного перекрытия составляет:

Rо.пт = n(tв - tн) / (∧tн ⋅ αв) = 1(18 +24) / (4 ⋅ 8,7) = 1,494, м2 °С/Вт.

Требуемое сопротивление теплопередачи для окон составляет:

Rо.до = 0,44, м2 °С/Вт.

Требуемое сопротивление теплопередачи для дверей составляет:

Rо.до = 0,6 ⋅ Rо.нс = 0,6 ⋅ 1,328 = 0,797, м2 °С/Вт.

Потери тепла через наружные ограждения определяются:

Q = (tв - tн) ⋅ k ⋅ F ⋅ n ⋅ (1+Σβ), Вт;

# Таблица 4

## Потери тепла через наружные ограждения

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Наименование | | | | (tв - tн)n | k | Добавочные потери | | | 1+Σβ | Теплопотери, Вт |
| Наружные ограждения | Ориент. | Размер | Площадь | ориентация | Инф. | Входные двери |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** | ***8*** | ***9*** | ***10*** | ***11*** | ***12*** |
| Обеденный зал | НС | В | 24,4\*4,2-52,5 | 50 | 40 | 1 | 0,1 | 0 | - | 1,10 | 847,0 |
| НС | С | 20,6\*4,2-22 | 22,4 | 40 | 1 | 0,1 | 0 | - | 1,10 | 379,5 |
| 14ТО | В | 14\*1,5\*2,5 | 56,5 | 40 | 1 | 0,1 | 0,08 | - | 1,18 | 5338,9 |
| 4 ТО | С | 4\*2,2\*2,5 | 22 | 40 | 1 | 0,1 | 0,08 | - | 1,18 | 2078,9 |
| Пт |  | 24,4\*20,6 | 502,6 | 40 | 0,6 | 0 | 0 | - | 1,00 | 4113,3 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | 12758 |

Теплопотери в переходный период определяются пересчетом и составляют:

Qт.п.п.п. = Qт.п.⋅(tв-tnn.n.) / (tв-tн.р.о) = 12758(18-8) / (16+24) = 2552 Вт.

Теплоизбытки помещения составляют:

Qизб =∑Qпост - ∑Qрасх =42926 - 2552 - 402,5 = 39972 Вт.

*Поступление влаги в помещение.*

ΔWизб = Wлюд, + Wг.п кг/ч;

где Wлюд - количество влаги, выделяемое людьми, кг/ч;

Wг.п \_- количество влаги, выделяемое горячей пищей, кг/ч

Количество влаги, выделяемое людьми, кг/ч, определяется по формуле:

Wлюд = gчел⋅n = 40 ⋅ 140 + 40 ·140 ·0,85 = 10360 г/ч;

Количество влаги, выделяемое от горячей пищи кг/ч, определяется по формуле:

Wг.п = 0,022 · n · τ = 0,022 · 280 · 0,3 = 1,85 кг/ч

ΔWизб =10.36+1.85=12.21 кг/ч.

*Поступление газовых вредностей.*

Мсо = mсо ⋅ n = 23 ⋅ 140 + 23 · 140 ·0,85 = 5957, л/ч;

*Холодный период.*

*Составление теплового баланса.*

*Определение поступлений тепла в помещение.*

В помещение в холодный период тепло поступает от следующих источников, Вт:

∑Qпост = Qлюд + Qс.о +Qи.о+ Qг.п

где: Qлюд - теплопоступления от людей, Вт;

Qи.о - теплопоступления от искусственного освещения, Вт.

Qг.п - теплопоступления от горячей пищи, Вт.

Qс.о. - теплопоступления от системы отопления, Вт.

Qлюд = 145 · 140 + 145 ·140 · 0,85 = 37555, Вт.

Теплопоступления от источников искусственного освещения, Вт, определяется по формуле:

*Qиск.осв = Е ⋅ F ⋅ qосв ⋅ ηосв*, (5.12)

где :

Е - освещённость, лк, принимается по /7, табл. 2.3/;

F - площадь пола помещения, м2;

qосв - удельные тепловыделения, Вт/м2⋅лк, принимаются по /7, табл. 2.4/;

ηосв - доля тепла, поступающего в помещение. Т.к. светильники расположены открыто, то всё тепло передаётся воздуху помещения, т.е.ηосв=1

Qиск.осв = 200 ⋅ 502,6 ⋅ 0,077 ⋅ 0.8=8748 Вт

Теплопоступления от горячей пищи, Вт:

∑Qпост = 25 · n · τ = 25 · 280 · 0.3 = 2100 Вт

В обеденном зале система отопления работает круглосуточно. При этом теплопотери обеденного зала компенсируются системой отопления.

Суммарные теплопоступления в холодный период составят:

∑Qпост = 37555 + 8748 + 2100 + 12758 = 61161 Вт.

*Потери тепла.*

В холодный период потери тепла состоят из теплопотерь через наружные ограждения:

∑Qрасх = Qт.п.х.п. + Qинф = 14770 Вт.

Теплоизбытки помещения составляют:

Qизб =∑Qпост - ∑Qрасх =61161 – 14770 = 46391 Вт.

*Поступление влаги в помещение.*

ΔWизб = Wлюд, + Wг.п кг/ч;

где Wлюд - количество влаги, выделяемое людьми, кг/ч;

Wг.п \_- количество влаги, выделяемое горячей пищей, кг/ч

Количество влаги, выделяемое людьми, кг/ч, определяется по формуле:

Wлюд = gчел⋅n = 40 ⋅ 140 + 40 ·140 ·0,85 = 10360 г/ч;

Количество влаги, выделяемое от горячей пищи кг/ч, определяется по формуле:

Wг.п = 0,022 · n · τ = 0,022 · 280 · 0,3 = 1,85 кг/ч

ΔWизб =10.36+1.85=12.21 кг/ч.

*Поступление газовых вредностей.*

Мсо = mсо ⋅ n = 23 ⋅ 140 + 23 · 140 ·0,85 = 5957, л/ч;

*Теплонапряженность помещения.*

Теплонапряженность помещения зависит от теплоизбытков и объема помещения, и определяется:

q = Qизб / Vпом, Вт/м3.

Полученные значения теплопоступлений, потерь тепла и теплонапряженности занесены в таблицу 5.

# **Таблица 5**

**Таблица теплового баланса**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Помещение | Период | tв, °С | Поступление тепла, Вт | | | | | | Потери, Вт | | | Qизб, Вт | q, Вт/м3 |
| Qлюд | Qи.о | Qс.р | Qс.о. | Qг.п | ∑Qпост | Qт.п. | Qинф. | ∑Qрасх |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |  | 8 |  | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Зал заседаний | ТП | 26.6 | 24087  15022 | — | 6543 | — | 2100 | 32730 | — | — | — | 32730  23665 | 13,8 |
| ПП | 16 | 37555  30044 | — | 3271 | -— | 2100 | 42926 | 2552 | 403 | 2955 | 39972  32461 | 18,99 |
| ХП | 16 | 37555  30044 | 8748 | — | 12758 | 2100 | 61161 | 12758 | 2012 | 14770 | 46391  38880 | 22,7 |

Сводная таблица тепло– влаго – газовыделений расчетного помещения––– столовой.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Период года* | *Qизб* | *ΔWизб* | *Мсо* |
| ТЕПЛЫЙ | 32730 | 14,8 | 5957 |
| ПЕРЕХОДНЫЙ | 39972 | 12,21 | 5957 |
| ХОЛОДНЫЙ | 46391 | 12,21 | 5957 |

1. **Расчёт требуемого воздухообмена в помещениях здания**

Требуемая производительность систем общеобменной вентиляции - воздухообмен определяется расчётом из условия ассимиляции избытков тепла, влаги и растворения углекислого газа СО2. Для этого составляется система уравнений - уравнение теплового баланса воздуха и уравнение баланса вредностей.

В случаях устройства только общеобменных систем приточно-вытяжной вентиляции, что характерно для помещений общественных зданий, требуемый воздухообмен, кг/ч, определяется по формулам:

для борьбы с избытками полного тепла:

GQ = ΔQизб / (Iу-Iп),

для борьбы с влагоизбытками:

Gw = ΔW / (dу-dп) ⋅ 103,

для борьбы с газовыми вредностями (СО2):

Gco = Mco / (Ку-Кп),

где Iу, tу, dу - параметры воздуха, удаляемого из помещения системой общеобменной вытяжной вентиляции;

In, tn, dn - параметры приточного воздуха.

Значения для приточного и удаляемого воздуха определяются после построения процессов на I-d диаграмме, в зависимости от принятой схемы организации воздухообмена.

Санитарные нормы устанавливают минимальное количество наружного воздуха, которое необходимо подавать в помещение на одного человека. Её значение принимают по требованиям соответствующих глав СНиП: для обеденного зала (расчётное помещение) - 20 м3/ч на 1 человека.

Воздухообмен, необходимый для одновременной ассимиляции избытков тепла и влаги, рассчитывают графоаналитическим способом по I-d диаграмме.

Расчёт воздухообмена и построение процессов выполняется для трёх периодов года, при этом учитываются избытки полного тепла.

*Тёплый период.*

Исходные данные:

ΔQизб = 32730 Вт;

ΔWизб = 14,8 кг/ч;

Мсо2 = 5957 л/ч.

В помещение подаётся наружный воздух, при этом параметры наружного воздуха т.Н соответствуют параметрам притока.

1. т.Н (dн=10,9 г/кг; tн=23,6 °С; Iн=51,0 кДж/кг; ϕ= 60%).
2. т.Н = т.П.
3. εт.п. = ΔQизб ⋅ 3,6 / ΔWизб = 32730 ⋅ 3,6 / 14,8 = 7961 кДж/кг.
4. Через т.Н → εт.п..
5. εт.п. пересекается с tв=26,60С → т.В (Iв=55,8; dв=11,4; ).
6. Gradt = 1,1,°С; tу = tв + Gradt (Н - hрз) = 26,6 + 1,1·(3,4-1,9) = 28,2°С.
7. т.У (Iу=56,8; dу=12,0;).
8. Требуемый воздухообмен по теплу и влаге составит:

GQ = 32730⋅3,6 / (55,8-51,0) = 25070 кг/ч.

GW = 14,8⋅103 / (11,4-10,8) = 24667 кг/ч.

1. Невязка составляет:

(25070 - 24667) / 25070 ⋅ 100% = 1,6% < 5%.

Требуемый воздухообмен по газовым вредностям:

Gco = Mco / (Ку-Кп) = 5957/(1,25 – 0,5) = 7943 м3/ч;

где: Ку – концентрация углекислого газа в удаляемом воздухе;

Кп - концентрация углекислого газа в приточном воздухе.

За расчетный воздухообмен в теплый период принимается воздухообмен по избыткам влаги:

GQ = 25070 кг/ч.



*Переходный период.*

Исходные данные:

ΔQизб = 39972 Вт;

ΔWизб = 12.21 кг/ч;

Мсо2 = 5957 л/ч.

В виду того, что в обеденном зале имеются значительные теплоизбытки, воздухообмен в переходный период решается по прямой задаче.

1. т.Н (dн=5,17 г/кг; tн= 8 °С; Iн= 22,5 кДж/кг).
2. Δd = dу-dн = ΔWизб⋅103 / Gнтр = 12210/25070 = 0,49.
3. dу = dн+Δd = 5,17 + 0,49 = 5,66 г/кг.
4. tу = tв + Gradt (Н - hрз) =16+1,1 · (3,4-1,9) = 16,95 0С.
5. dу пересекается с tу → т.У.
6. εт.п. = 39972 / 12,21 = 11785 кДж/кг.
7. Через т.У → εх.п. .
8. На пересечении εх.п и dн=5,17 получается т.П.
9. т.П (tп= 11,50C; Iп=24,7 кДж/кг; dп=5,17 г/кг).

*Холодный период.*

В холодный период расчет производится по обратной задаче. За расчетный воздухообмен принимается наибольший, воздухообмен в теплый период.

Gрасч = GQтп = 25070 кг/ч.



Исходные данные:

ΔQизб = 46391 Вт;

ΔWизб = 12,21 кг/ч;

Gрасч = GQтп = 25070 кг/ч.

1. т.Н (dн=0,25 г/кг; tн= -24 °С; Iн= -23 кДж/кг).

1. Δd = dу-dн = ΔWизб⋅103 / Gнтр = 12210/25070 = 0,49.
2. dу = dн+Δd = 0,4 + 0,49 = 0,9 г/кг.
3. tу = tв + Gradt (Н - hрз) =16+1,1 · (3,4-1,9) = 16,95 0С.
4. dу пересекается с tу → т.У.
5. εх.п. = 46391 / 12,21 = 13676 кДж/кг.
6. Через т.У → εх.п.
7. На пересечении εх.п и dн=0,25 получается т.П.
8. т.П (tп= 11,20C; Iп=14,6 кДж/кг; dп=0,9 г/кг).

**6. Составление воздушного баланса**

Исходя из требуемого воздухообмена определяется расчетный воздухообмен в расчитываемом помещении.

Расчетный воздухообмен по притоку составляет:

Lп = Gрасч / ρtп = 25070 / (353/(273 + 23,6)) = 21067 м3/ч;

где: ρtп – плотность воздуха при температуре приточноого воздуха в расчетный период.

Кратность воздухообмена по притоку составляет:

Кп = Lп / V = 21067 / 1708,8 = 12,3 1/ч;

где К - нормативная кратность воздухообмена, зависящая от назначения помещения, 1/ч;

V = 1708,8 м3 - объём помещения.

Расчетный воздухообмен по вытяжке составляет:

Lв = Gрасч / ρtв = 25070 / (353/(273 + 26,6)) = 21277 м3/ч;

Кратность воздухообмена по вытяжке составляет:

Кв = Lв / V = 21277 / 1708,8 = 12,45 1/ч.

Результаты расчётов воздухообмена по притоку и вытяжке для всех помещений сводятся в таблицу 6.

#### **Таблица 6**

**Воздухообмены**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№№** | **Наименование**  **Пемещений** | **Размер помещений** | **Кратность** | | **Расчётный воздухообмен в помещениях** | |
| **V,**  **м3** | **кп** | **кв** | **Приток,**  **м3/ч** | **Вытяжка,**  **м3/ч** |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** |
|  | 2 этаж |  |  |  |  |  |
| 45 | Обеденный зал на 400 ч | 1708 | 12,3 | 12,45 | 21067 | 21277 |
| 46 | Моечная столовой посуды. | 234,9 | 4 | 6 | 939,6 | 1409 |
| 47 | Горячий цех | 551,8 | 3,8 | 3,9 | 2096 | 2152 |
| 48 | Моечная кухонной посуды | 90,4 | 4 | 6 | 361,6 | 542,4 |
| 49 | Холодный цех | 47,8 | 0,17 | 0,17 | 8,1 | 8,1 |
| 50 | Доготовочный цех | 61,2 | 9,9 | 18,4 | 606 | 1126 |
| 51 | Цех мучных изделий | 154,9 | 3 | 4 | 464,7 | 619,6 |
| 52 | Помещение для резки хлеба | 38,4 | 1 | 1 | 38,4 | 38,4 |
| 53 | Помещение зав. произ-ом | 21,96 | 1 | 1 | 21,9 | 21,9 |
| 54 | Комната для подсчета монет | 19,3 | 1 | 1 | 19,3 | 19,3 |
| 55 | Радиоузел | 22,3 | 1 | 1 | 22,3 | 22,3 |
| 56 | Кладовая уборочного инв-ря | 8,2 | - | 2 | - | 16,4 |
| 57 | Помещение персонала | 73,1 | - | 2 | - | 146,2 |
| 58 | Цех обработки зелени | 32,13 | 3 | 4 | 96,4 | 128 |
| 59 | Хим. обработка | 56 | 3 | 4 | 168 | 224 |
| 60 | Бактериологическая лаб-ая | 46,9 | 3 | 4 | 140,7 | 187,6 |
| 61 | Средоварка | 39,7 | 1 | 1 | 39,7 | 39,7 |
| 62 | Кладовая инв-ря | 48,2 | - | 2 | - | 96 |
| 63 | Санузлы для персонала | 21,2 | - | 9,5 | - | 200 |
| 64 | Подсобные помещ. Буфета | 33 | - | 1 | - | 32,9 |
| 65 | Охл. камера буфета | 18,3 | 0,17 | 0,17 | 3,1 | 3,1 |
| 67 | Коридоры | 263,6 | - | - | - | - |
|  |  |  |  |  | 25766 | 27429 |

Для здания в целом определяются суммарные воздухообмены по притоку и вытяжке. Разницу между суммарными притоком и вытяжкой называют «дисбаланс». Дисбаланс = 27429-25766 =1663.Так как величина дисбаланса отрицательная, для получения нулевого баланса эту разницу падаем в тамбура и коридоры..

**7. Способ организации воздухообмена в помещении**

В проектируемом здании студенческой столовой устраивается одна приточная и две вытяжных системы вентиляции с механическим побуждением, и одна система с естественной вытяжкой.

Приточная система П-1 подает воздух в обеденный зал. Вентиляционная камера для приточной системы П-1 располагается на втором этаже здания. В обеденном зале приточная система оборудуется, для подачи воздуха в помещение, приточными решетками РР. Так как в обеденный зал подается большое количество воздуха, то на магистральном воздуховоде, ближе к вентилятору, предусматривается установка шумоглушителя.

Вытяжная система В-1 предназначена для удаления воздуха из обеденного зала, а вытяжная система В-2 предназначена для удаления воздуха: из моечной столовой и кухонной посуды и горячего цеха. Вентиляционная камера для вытяжных систем системы В-1 и В-2 располагается на третьем этаже здания. Для забора воздуха из помещений в воздуховодах устраиваются решетки Р.

Естественная вытяжная система ВЕ-1 обслуживает кабинет зав. производством, и через канал в перекрытии выбрасывается в атмосферу.

**8. Аэродинамический расчёт воздуховодов**

При перемещении воздуха в системах вентиляции происходит потеря энергии, которая обычно выражается в перепадах давлений воздуха на отдельных участках системы и в системе в целом.

Цель аэродинамического расчёта воздуховодов сводится:

1. К определению размеров поперечного сечения воздуховодов на различных участках;
2. К подсчёту потерь давления в сети на преодоление сопротивлений;
3. К увязке потерь давления в ответвлениях.

Прежде чем приступить к расчёту, вычерчивается аксонометрическая схема системы с указанием на ней всех элементов сети, в которых возникают потери (решётки, повороты, тройники и т.п.).

Аэродинамический расчёт вентиляционной системы состоит из двух этапов: расчёта участков основного направления - магистрали и увязки всех остальных участков системы. Расчёт ведётся в такой последовательности.

1. Определяю нагрузки отдельных расчётных участков. Для этого систему разбивают на отдельные участки. Расчётный участок характеризуется постоянным по длине расходом воздуха. Границами между отдельными участками служат тройники. Расчётные расходы на участках определяют суммированием расходов на отдельных ответвлениях, начиная с периферийных участков. Значения расхода, номер и длины каждого участка указываются на аксонометрической схеме.

2. Выбираем основное (магистральное) направление, для чего выявляем наиболее протяжённую и наиболее нагруженную цепочку последовательно расположенных расчётных участков.

3. Нумерацию участков магистрали начинают с самого удалённого от вентилятора, и определяют на них расход воздуха и длину. Расход, длину и результаты последующих расчётов заносятся в таблицу аэродинамического расчёта таблица 7.

4. Размеры сечения расчётных участков определяют, задаваясь скоростью движения воздуха. Рекомендуемая скорость движения воздуха в воздуховодах устанавливается из экономических соображений. Малые скорости вызывают меньшие потери давления, но требуют большего расхода металла на воздуховоды. А большие скорости снижают капитальные затраты на воздуховоды, но увеличивают эксплуатационные расходы на электроэнергию, идущую на преодоление возросшего сопротивления в воздуховодах. Рекомендуемые значения скоростей принимаются: до 8 м/с - в магистралях, до 5 м/с - в ответвлениях.

Пример расчета учаска 1 П1. Ориентировочную площадь поперечного сечения, м2, принимаю по формуле:

F = L / (3600⋅Vрек) = 4214 / (3600 ⋅ 5) = 0,23 м2;

где L - расчётный расход воздуха на участке 1, м3/ч;

Vрек - рекомендуемая скорость движения воздуха на участках вентиляционных систем.

5. Фактическая скорость, м/с, определяется с учётом площади сечения принятого стандартного воздуховода:

Vфак = L / (3600⋅Fф) = 4214 / (3600⋅0,25) = 4,7 м/с;

6. Исходя из полученной скорости и диаметра определяется динамическое давление и удельные потери давления на трение по /5/. Так как воздуховоды прямоугольные с размерами a⋅b расчёт производится по эквивалентному по скорости диаметру:

dэv = 2⋅a⋅b / (a+b) = 2⋅500⋅500 / (500+500) = 500 мм;

где a, b - размеры прямоугольного воздуховода, мм.

7. Потери давления в местных сопротивлениях участков зависят от суммы коэффициентов местного сопротивления и динамического давления. Коэффициенты местного сопротивления участков приведены в таблице 8.

8. Общие потери давления на участке равны сумме потерь на трение и в местных сопротивлениях.

9. Далее определяются суммы потерь давления на всех участках от начала магистрали.

10. Расчёт потерь в ответвлениях сводится к увязке суммы потерь давления в узловых точках, общих для магистрали и ответвления. Невязка давления в узлах не должна превышать 10%:

% = (ΔРмаграсп-ΔРотв) / ΔРмаграсп ⋅ 100 ≤ 10,

где ΔРмаграсп - располагаемые потери давления по магистрали до рассчитываемого ответвления (узловой точки);

ΔРотв - потери давления по участку ответвления.

Если условие выполняется, то ответвления считается увязанным. Если невязка при использовании стандартных размеров воздуховодов и допустимых скоростей превышает 10%, то в этих случаях на ответвляемых участках устанавливаются дополнительные местные сопротивления в виде диафрагм, дроссель-клапанов или шиберов.

###### **Таблица 7**

**Аэродинамический расчёт воздуховодов**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № уча-стка | Расход воздуха L | Длина учаска l | СкоростьV | Размеры в-да | | | Удельные потери R | n | Потери на трение R⋅l⋅n | Динам. давл. Pv | Сумма кмс∑ξ | Потери в мест. сопр∑ξ⋅Pv | Общие потери R⋅l⋅n  + ∑ξ⋅Pv | ∑( R⋅l⋅ ⋅n + ∑ξ⋅⋅Pv) |
| d | A х Б | F |
|  | М3/ч | м | м/с | мм | мм | м2 | Па/м |  | Па | Па |  | Па | Па | Па |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** | ***8*** | ***9*** | ***10*** | ***11*** | ***12*** | ***13*** | ***14*** | ***15*** |
| **П-1** |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 4214 | 21,3 | 4,7 | 500 | 500х500 | 0,25 | 0,433 | 1 | 9,22 | 12,7 | 5,3 | 67,3 | 76,5 | 76,5 |
| 2 | 8428 | 6 | 5,8 | 615 | 500х800 | 0,4 | 0,516 | 1 | 3,09 | 20 | 0,45 | 9 | 12,1 | 88,6 |
| 3 | 12642 | 6 | 5,9 | 750 | 600х1000 | 0,6 | 0,411 | 1 | 2,5 | 20,1 | 3 | 60,3 | 62,8 | 151,4 |
| 4 | 16856 | 6 | 7,8 | 750 | 600х1000 | 0,6 | 0,71 | 1 | 4,3 | 36,5 | 0,45 | 16,4 | 20,7 | 172,1 |
| 5 | 21076 | 30,5 | 7,8 | 810 | 600х1250 | 0,75 | 0,662 | 1 | 20,2 | 36,7 | 2,4 | 88,1 | 108,3 | 280,4 |
| 6 | 4214 | 15 | 4,7 | 500 | 500х500 | 0,25 | 0,433 | 1 | 6,5 | 12,7 | 4,1 | 52 | 58,5 | - |
| 7 | 4214 | 15 | 4,7 | 500 | 500х500 | 0,25 | 0,433 | 1 | 6,5 | 12,7 | 0,3 | 3,8 | 10,3 | - |
| 8 | 4214 | 15 | 4,7 | 500 | 500х500 | 0,25 | 0,433 | 1 | 6,5 | 12,7 | 1,5 | 19,1 | 25,6 | - |
| 9 | 4214 | 15 | 4,7 | 500 | 500х500 | 0,25 | 0,433 | 1 | 6,5 | 12,7 | 1,1 | 13,97 | 20,5 | - |
| **В-1** |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 2660 | 21 | 4,6 | 400 | 400х400 | 0,16 | 0,576 | 1 | 12,1 | 12,7 | 3,85 | 48,9 | 61 | 61 |
| 2 | 5320 | 6 | 6 | 500 | 500х500 | 0,25 | 0,715 | 1 | 4,3 | 21,6 | 0,4 | 8,6 | 12,9 | 73,9 |
| 3 | 7980 | 6 | 7,3 | 545 | 500х600 | 0,3 | 0,877 | 1 | 5,3 | 31,7 | 0,35 | 11,1 | 16,4 | 90,3 |
| 4 | 10640 | 24,6 | 7,4 | 615 | 500х800 | 0,4 | 0,809 | 1 | 19,9 | 29,4 | 6 | 176,4 | 196,3 | 286,6 |
| 5 | 2660 | 15 | 4,6 | 400 | 400х400 | 0,16 | 0,576 | 1 | 8,6 | 12,7 | 2,7 | 34,3 | 42,9 | - |
| 6 | 2660 | 15 | 4,6 | 400 | 400х400 | 0,16 | 0,576 | 1 | 8,6 | 12,7 | 2,45 | 31,1 | 39,7 | - |
| 7 | 2660 | 15 | 4,6 | 400 | 400х400 | 0,16 | 0,576 | 1 | 8,6 | 12,7 | 2,65 | 33,6 | 42,2 | - |
| **В-2** |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 1951,4 | 10,5 | 4,3 | 333 | 250х500 | 0,125 | 0,629 | 1 | 6,6 | 12,1 | 3,9 | 47,2 | 53,8 | 53,8 |
| 2 | 3027,4 | 15 | 6,7 | 333 | 250х500 | 0,125 | 1,24 | 1 | 18,6 | 6,4 | 0,6 | 3,8 | 22,4 | 76,2 |
| 3 | 4103,4 | 4 | 7,1 | 400 | 400х400 | 0,16 | 1,23 | 1 | 4,92 | 30,2 | 2,4 | 72,5 | 77,4 | 153,6 |
| 4 | 1076 | 10 | 4,8 | 250 | 250х250 | 0,0625 | 1,16 | 1 | 11,6 | 15 | 2,9 | 43,5 | 53,1 | - |
| 5 | 1076 | 10 | 4,8 | 250 | 250х250 | 0,0625 | 1,16 | 1 | 11,6 | 15 | 2,8 | 42 | 53,6 | - |
| ВЕ-3 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 21,9 | 5,15 | 0,41 | 120 | 100х150 | 0,015 | 0,046 | 1 | 0,24 | 0,1 | 5,15 | 0,435 | 0,675 | - |

#### **Таблица 8**

**Коэффициенты местных сопротивлений**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **№ участка** | **Местное сопротивление** | **Значение к.м.с., ξ** |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** |
| **П-1** | | |
| 1 | РР  Тройник на проход  2 Отвод 90° | 2,2  0,7  2х1,2  ∑=5,3 |
| 2 | Тройник на проход | 0,45 |
| 3 | Тройник на проход | 3 |
| 4 | Тройник на проход | 0,45 |
| 5 | 2 Отвод 90° | 2х1,2  ∑=2,4 |
| 6 | Тройник на ответвление  РР  Отвод 90° | 0,7  2,2  1,2  ∑=4,1 |
| 7 | Тройник на ответвление  РР  Отвод 90° | 0,3  2,2  1,2  ∑=3,7 |
| 8 | Тройник на ответвление  РР  Отвод 90° | 1,5  2,2  1,2  ∑=4,9 |
| 9 | Тройник на ответвление  РР  Отвод 90° | 1,1  2,2  1,2  ∑=4,5 |
| **В-1** | | |
| 1 | Решетка типа Р  Отвод 90°  Тройник на проход | 2  1,2  0,65  ∑=3,85 |
| 2 | Тройник на проход | 0,4 |
| 3 | Тройник на проход | 0,35 |
| 4 | 5 Отвод 90° | 5х1,2  ∑=6 |
| 5 | Решетка типа Р  Тройник на ответвление | 2  0,7  ∑=2,7 |
| 6 | Решетка типа Р  Тройник на ответвление | 2  0,45  ∑=2,45 |
| 7 | Решетка типа Р  Тройник на ответвление | 2  0,65  ∑=2,65 |
| **В-2** | | |
| 1 | Решетка типа Р  Отвод 90°  Тройник на проход | 2  1,2  0,7  ∑=3,9 |
| 2 | Тройник на проход | 0,6 |
| 3 | 2 Отвод 90° | 2х1,2  ∑=2,4 |
| 4 | Решетка типа Р  Тройник на ответвление | 2  0,9  ∑=2,9 |
| 5 | Решетка типа Р  Тройник на ответвление | 2  0,8  ∑=2,8 |
| **ВЕ-3** | | |
| 1 | Решетка щелевая  Отвод 90°  Зонт | 2  1,2  1,15  ∑=4,35 |

Для узла «А» системы П-1 невязка по давлению составляет:

% = (ΔР1-ΔР6) / ΔР1 ⋅ 100 = (76,5-58,5) / 76,5 ⋅ 100 = 23 > 10.

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = (ΔРмаграсп-ΔРотв) / ΔРvотв,

ξ = (ΔРмаг1-ΔРотв6) / ΔРvотв6 = 18,03 / 12,7 = 1,4

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

400 х 400 с ξ = 1,4.

Для узловой точки «Б» системы П-1 невязка по давлению составляет:

% = (88,6 – 10,3) / 88,6 ⋅ 100 = 88 > 10,

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 78,3/ 12,7 = 6,2

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

328 х 328 с ξ = 6,2.

Для узловой точки «В» системы П-1 невязка по давлению составляет:

% = (151,4 – 25,6) / 151,4 ⋅ 100 = 83 > 10,

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 125,8 / 12,7 = 9,9

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

298 х 298 с ξ = 9,9.

Для узловой точки «Г» системы П-1 невязка по давлению составляет:

% = (172,1-20,5) / 172,1 ⋅ 100 = 88 > 10,

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 151,6 / 12,7 = 11,9.

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

287 х 287 с ξ = 11,9.

Система В-1

Для узла «А» системы В-1 невязка по давлению составляет:

% = (61 – 42,9) / 61 ⋅ 100 = 30 > 10.

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 18,1/12,7 =1,4

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

320х320 с ξ = 1,4.

Для узла «Б» системы В-1 невязка по давлению составляет:

% = (73,9 – 39,7) / 73,9 ⋅ 100 = 46 > 10.

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 46/12,27 = 3,6

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

288х288 с ξ = 3,4.

Для узла «В» системы В-1 невязка по давлению составляет:

% = (90,3 – 42,2) / 90,3 ⋅ 100 = 53 > 10.

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 48,1/12,7 =3,8

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

281х281 с ξ = 3,8.

Система В-2

Для узла «А» системы В-2 невязка по давлению составляет:

% = (53,8 – 53,1) / 53,8 ⋅ 100 = 1 < 10.

Т.к. нагрузка на ответвлении и магистрали расходятся на 1%, увязка не производиться.

Для узла «Б» системы В-2 невязка по давлению составляет:

% = (76,2 – 53,6) / 76,2 ⋅ 100 = 30 > 10.

Необходимый коэффициент местного сопротивления составляет:

ξ = 22,6/11,6 = 1,9

По таблице 12,52 /3/ определяется размер диафрагмы для соответствующего диаметра воздуховода.

195х195 с ξ = 2.

**9. Расчёт и подбор вентиляционного оборудования**

Вентиляционная камера - это помещение для размещения вентиляционного оборудования: вентиляторов, калориферов, фильтров и т.д.

В данном параграфе производится расчёт и подбор воздухозаборных вентиляционных решёток, утеплённого клапана, фильтров, калориферов, вентилятора и электродвигателя для расчётной приточной системе.

*Воздухозаборные устройства ( решётки и шахты).*

Воздухозаборные решётки подбирают исходя из того, что скорость движения воздуха в живом сечении не превышает 5÷6 м/с, при расчётной производительности системы вентиляции: L = 21076 м3/ч.

Решётка необходимого сечения набирается из базовых штампованных решёток завода «Сантехдеталь», габаритные размеры которых приведены в /12, прил.2/.

Задаёмся скоростью движения воздуха в жалюзийной решетке равной 6 м/с и находим необходимую площадь:

fвозд = 21076 / (3600⋅6) = 0,97 м2.

По допустимой площади выбираем 6 воздухозаборных решётки типа СТД 5291 с размерами 450х490 мм.

Затем находится фактическая скорость движения воздуха:

Vфакт = 21076 / (3600⋅0,157⋅6) = 6,2 м/с.

Рдин = 22,8 Па.

В виду того, что приточная камера располагается на втором этаже здания, приточная камера, как таковая, отсутствует.

Потери давления в воздухозаборном устройстве, Па:

ΔРвзу = ΔРвзр + ΔРш = ξреш⋅Рдин = 1,2 ⋅ 22,8 = 27,4 Па,

*Подбор утеплённого клапана*

Утеплённые клапаны предназначены для предотвращения поступления холодного наружного воздуха в приточные камеры и помещения при отключённом вентиляторе. Клапаны выбираются исходя из скорости движения воздуха в живом сечении 5÷6 м/с. Индекс клапанов, площадь живого сечения и размеры выбираются по /12, прил.2/.

fвозд = 21076 / (3600⋅6) = 0,97 м2.

К установке принимается клапаны воздушные утепленные КВУ (с подогревом), с размерами 1400 х 1800 мм, площадью 2,52 м2.

Vфакт = 21076 / (3600⋅2,52) = 2,3 м/с.

ΔРук = ξук ⋅ Рv = 0,2 ⋅ 8,2 = 1,64 Па.

*Подбор воздушного фильтра.*

Фильтры предназначены для очистки наружного воздуха, поступающего в приточную установку, от пыли. В данном проекте применяются фильтры ячейковые. Исходными данными для подбора фильтров являются расход воздуха, равный производительности системы вентиляции, м3/ч, и требуемая эффективность очистки.

Количество ячеек, шт, определяется:

n = L/L1,

n = 21076 / 2500 = 8,4 шт. → 9 шт.

К установке принимается 9 фильтров ФяКП с фильтрующим материалом ФНИ, с компоновкой 2х2..

ΔРф = ΔРнач · 2,5 = 60 · 2,5 = 150 Па.

Количество оседающей пыли, г/ч, при заданной степени очистки η, %, и начальной запыленности Сн, мг/м3, составляет:

q = (L ⋅ Cн ⋅ η) / (n ⋅ 100 ⋅ 1000) = (21076⋅1⋅92) / (9⋅100⋅1000) = 2,15 г/ч.

Пылеемкость ячейки составляет:

Пя = Пуд ⋅ fя = 4000 ⋅ 0,22 = 880,2 г.

Время работы фильтра:

τ = Пя / q = 880,2 / 2,15 = 409,4 ч.

*Подбор калориферной установки*

В холодный и переходный периоды года возникает необходимость в нагревания приточного воздуха, для этого устанавливают калориферы.

Массовый расход воздуха:

G = L ⋅ ρtп = 21076 ⋅ (353/(273+11,2)) = 26178 кг/ч.

1. Расход тепла на нагрев воздуха в калориферной установке, Вт:

Qвозд = 0,278⋅G⋅cв⋅(tп-tсм) = 0,278 ⋅ 26178⋅1,005⋅(11,2+24) = 257448 Вт,

где G - количество воздуха, нагреваемого в калориферах, кг/ч;

св - теплоёмкость воздуха, равная 1,005 кДж/кг⋅0С;

tпр, tн - соответственно температура приточного и смеси, 0С.

1. Определяется температура воды на входе и на выходе из калорифера:

T1 = δtр ⋅ ϕ0,75 + tв + 0,5 ⋅ Δt ϕ,

T2 = δtр ⋅ ϕ0,75 + tв - 0,5 ⋅ Δt ϕ,

δtр – разность средних температур теплоносителя при расчетной температуре наружного воздуха на отопление.

δtр = ((Тг + То)/2) – tв = ((150+70)/2)-16 = 94.

ϕ - коэффициент расхода;

ϕ = (tв - tнрв) / (tв - tнро) = (16+24)/(16+31) = 0,85.

Δt = Тг - То – разность температур теплоносителя при расчетной наружной температуре на отопление.

Δt = 150 – 70 = 80°С.

Тогда:

T1 = 94 ⋅ 0,850,75 + 16 + 0,5 ⋅ 80 ⋅ 0,85 = 133,2°С,

T2 = 94 ⋅ 0,850,75 + 16 - 0,5 ⋅ 80 ⋅ 0,85 = 65,2°С.

1. Задаёмся значением массовой скорости υρ = 5, кг/м2⋅с, и находим площадь живого сечения:

fвозд. = 26178 / (3600⋅5) = 1,45 м2.

4.По вычисленному значению площади выбирается марка, модель, номер и количество параллельно установленных по воздуху калориферов с таким расчётом, чтобы действительное живое сечение было возможно ближе к величине fвозд.

Принимается калорифер КВС115 –ПУЗ с характеристиками:

- площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха – 80,3 м2;

- площадь сечения фронтального - 0,581 м2;

- площадь сечения для прохода теплоносителя - 0,00261 м2;

1. Находим фактическую массовую скорость воздуха:

(υρ)факт = 26178 / (3600⋅1,162) = 4,4 кг/м2⋅с.

1. Скорость движения воды по трубкам калориферов, м/с:

ωт/н = Qвозд⋅3,6/ 3600⋅ρводы⋅своды⋅(Т1-Т2)⋅m⋅fтр = 257448⋅3,6/ 3600⋅1000⋅4,187⋅(133,2-65,2)⋅2⋅0,00261 = 0,35 м/с;

где ρводы - плотность воды, равная 1000 кг/м3;

своды - теплоёмкость воды, равная 4,187 кДж/кг⋅0С;

Т1, Т2 - температура воды соответственно на входе и выходе из калориферов;

m - количество калориферов, параллельно соединённых по воде, шт;

fтр - площадь сечения трубок одного калорифера для прохода теплоносителя, м2.

6. Коэффициент теплопередачи, Вт/м2⋅0С, для принятой модели калорифера определяют по табл. II.7 /5/.

К = 34,64 Вт/м2⋅0С.

7. Потери давления в калориферной установке составляют:

ΔРку = 59,27 Па.

1. Теплопроизводительность калориферной установки определяется, Вт:

Qк.у = K⋅F⋅(Тср - tср),

где F - поверхность нагрева калорифера, м2;

Тср = (Т1+Т2)/2 = (133,2+65,2)/2 = 99,20С - средняя температура воды в калорифере, 0С.

Qк.у = 34,64 ⋅ 80,3 ⋅ (99,2 + 6,4) = 293736 Вт.

Теплоотдача калориферной установки должна быть больше необходимого расхода тепла на нагрев воздуха на величину запаса:

10% ≤ (Qк.у-Qв)/Qв⋅100% ≤ 25%,

10% ≤ (293736-257448)/257448⋅100% = 15 ≤ 25%

10%≤ 15% ≤ 25%.

Условие выполнено, значит расчёт и выбор калорифера произведён верно.

9.Сопротивление калориферной установки по воздуху, Па:

ΔРк.у = 59,27 Па - определяется по /5/.

*Подбор воздушной обводной заслонки*

Для калориферов подбирается из условия:

fвз = 0,7 ⋅ fдейств,

где fвз – площадь живого сечения воздушной обводной заслонки, м2;

fдейств – площадь живого сечения калориферной установки для прохода воздуха, м2.

fвз = 0,7 ⋅ 1,162 = 0,81 м2.

*Подбор вентиляторов*

*Подбор вентилятора для приточной системы П-1*

Вентиляторы подбирают по свободным графикам и индивидуальным характеристикам /5, прил.1/.

1. Производительность вентилятора, м3/ч:

Lв = кпод ⋅ Lсист. = 1,1 ⋅ 21076 = 23184 м3/ч;

где кпод - коэффициент, учитывающий подсосы и утечки воздуха через неплотности, принимается равный 1,1 для систем с воздуховодами из металла;

Lсист. - расход воздуха на головном (у вентилятора) участке системы, м3/ч.

1. Давление создаваемое вентилятором, Па:

Рв = 1,1⋅(ΔРвсас + ΔРнагн),

где ΔРвсас - потери давления (сопротивление) по всасывающей линии, Па: равняется сумме потерь давления в воздухозаборном устройстве, утеплённом клапане, фильтре, калорифере;

ΔРнагн - потери давления по нагнетательной линии системы, Па;

1,1 - коэффициент запаса давления на неучтённые потери.

Рв = 1,1 ⋅ (27,4 + 1,64 + 150 + 59,3 + 280,4) = 570,6 Па.

Используя сводный график и индивидуальные характеристики подбирают серию и номер вентилятора. Подбираются вентиляторы, сравнивая характеристики вентиляторов разных номеров и серий. При этом к установке принимается вентилятор, коэффициент полезного действия у которого ближе к максимальному значению. При оптимальном режиме работы вентилятора к.п.д. должен отличаться от максимального не более чем на 10%.

К установке принимается вентилятор тип ВЦ 4-75-6,3, Е 6.3.100-1 исполнение 1 с характеристиками:

Д = Дном; η = 0,84; n = 935, об/мин.

Серийно выпускаемые вентиляторы поставляются в комплекте с электродвигателями. Технические характеристики комплектов приведены в /5, прил.1, табл. 1.1 и 1.6/.

Выбирается двигатель типа 4А90L6 с мощностью 3 кВт, с частотой вращения 935, об/мин, массой вентилятора с двигателем 171,7 кг.

При выборе проверяется соответствие установочной мощности, кВт, из комплекта и при конкретных условиях по формулам:

Nу = кз ⋅ Nд,

Nд = Рв⋅Lв / (3600⋅102⋅ηв⋅ηп),

где кз - коэффициент запаса /5, табл.13.4/;

ηв - к.п.д. вентилятора;

ηп - к.п.д. передачи, равный 1, т.к. установка электродвигателя на одном валу с вентилятором (исполнение 1).

Nд = 570,5⋅23183,6 / (3600⋅102⋅0,84⋅1·9,81) = 1,4 кВт.

Nу = 1,15 ⋅ 2,4 = 2,8 кВт.

Имеется запас мощности вентилятора.

*Подбор вентилятора для вытяжной системы В-1*

1. Производительность вентилятора, м3/ч:

Lв = кпод ⋅ Lсист. = 1,1 ⋅ 10640 = 11704 м3/ч;

1. Давление создаваемое вентилятором, Па:

Рв = 1,1⋅(ΔРвсас + ΔРнагн),

Рв = 1,1 ⋅ (286,6+32,2) = 350,7 Па.

ΔРнагн = 1,15\*(1,2\*6,842)/2=32,2 Па.

К установке принимается вентилятор тип ВЦ 4-75-6,3, Е 6,3.105-1 исполнение 1 с характеристиками:

η = 0,62; n = 950 об/мин.

Серийно выпускаемые вентиляторы поставляются в комплекте с электродвигателями. Технические характеристики комплектов приведены в /5, прил.1, табл. 1.1 и 1.6/.

Выбирается двигатель типа 4А100L6 мощностью 2,2 кВт, с частотой вращения 950, об/мин. При выборе проверяется соответствие установочной мощности, кВт, из комплекта и при конкретных условиях по формулам:

Nу = кз ⋅ Nд,

Nд = Рв⋅Lв / (3600⋅102⋅ηв⋅ηп),

Nд = 350,7·11704 / (3600⋅102⋅0,62⋅ 9,81\*1) = 1,84 кВт.

Nу = 1,15 ⋅ 1,84 = 2,11 кВт.

Имеется запас мощности вентилятора.

*Подбор вентилятора для вытяжной системы В-2*

1. Производительность вентилятора, м3/ч:

Lв = кпод ⋅ Lсист. = 1,1 ⋅ 4103 = 4513 м3/ч;

1. Давление создаваемое вентилятором, Па:

Рв = 1,1⋅(ΔРвсас + ΔРнагн),

Рв = 1,1 ⋅ (153,6+43,1) = 196,7 Па.

ΔРнагн = 1,15\*(1,2\*7,92)/2=43,06 Па.

К установке принимается вентилятор тип ВЦ 4-75-5 Е 5,095-1 исполнение 1 с характеристиками:

η = 0,75; n = 900 об/мин.

Серийно выпускаемые вентиляторы поставляются в комплекте с электродвигателями. Технические характеристики комплектов приведены в /5, прил.1, табл. 1.1 и 1.6/.

Выбирается двигатель типа 4А71В6 мощностью 0,55 кВт, с частотой вращения 900 об/мин. При выборе проверяется соответствие установочной мощности, кВт, из комплекта и при конкретных условиях по формулам:

Nу = кз ⋅ Nд,

Nд = Рв⋅Lв / (3600⋅102⋅ηв⋅ηп),

Nд = 196,7·4513 / (3600⋅102⋅0,75⋅ 9,81\*1) = 0,33 кВт.

Nу = 1,15 ⋅ 0,33 = 0,37ья кВт.

Имеется запас мощности вентилятора

**10.Акустический расчёт приточной системывентиляции и разработка мероприятий для борьбы с шумом и вибрацией**

Уровень шума является существенным критерием качества систем вентиляции, что необходимо учитывать при проектировании зданий.

Источниками аэродинамического шума в вентиляционной установке являются работающий вентилятор, а также движение воздуха в воздуховодах, воздухораспределителях и воздухозаборных устройствах.

Для уменьшения шума и вибрации проводится ряд предупредительных мер, к которым относятся такие, как тщательная балансировка рабочего колеса вентилятора; применение вентиляторов больших номеров с меньшим числом оборотов с лопатками, загнутыми назад, и максимальным значением к.п.д.; крепление вентиляторных установок на виброосновании и присоединение вентиляторов к воздуховодам с помощью эластичных вставок; допустимые скорости движения воздуха в воздуховодах, воздухораспределительных и воздухоприёмных устройствах, по условиям бесшумности соответственно не более 8 и 5, м/с и др.

В расчёте определяется уровень звукового давления аэродинамического шума, создаваемого в расчётных точках помещения при работе систем вентиляции, выявляется необходимость установки шумоглушителя, определяется его тип и габариты.

Акустический расчёт производится для расчётного помещения, согласно методики приведённой в /4/.

Последовательность акустического расчёта приводится в виде таблицы 9.

#### **Таблица 9**

**Последовательность акустического расчёта**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№№**  **п/п** | Рассматриваемая величина | **Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц** | | | | | | | |
| **63** | **125** | **250** | **500** | **1000** | **2000** | **4000** | **8000** |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** | ***8*** | ***9*** | ***10*** |
| 1 | Lдоп, 50, дБ | 70 | 61 | 54 | 49 | 45 | 42 | 40 | 38 |
| 2 | Поправка Δ1, дБ (для приточного вентилятора при n = 935) | 6 | 5 | 5 | 9 | 11 | 16 | 22 | 28 |
| 3 | Поправка Δ2, дБ, dэ = 810 | 4 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 4 | Октавные УЗМ приточного вентилятора, излучаемые выходным патрубком в воздуховод на стороне нагнетании Lpокт, дБ | 130,8 | 128,8 | 127,8 | 123,8 | 121,8 | 116,8 | 110,8 | 104,8 |
| 5 | В металлическом воздуховоде 600х1250 мм., длиной 30,5 м. | 0,45 | 0,3 | 0,15 | 0,1 | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,06 |
| 6 | В прямоугольном повороте | 1 | 4 | 6 | 4 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| 7 | В прямоугольном повороте | 1 | 4 | 6 | 4 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| 8 | В прямоугольном повороте 500 мм | 0 | 1 | 5 | 7 | 5 | 3 | 3 | 3 |
| 9 | В тройнике на поворот 500х500 мм | 7,3 | 7,3 | 7,3 | 7,3 | 7,3 | 7,3 | 7,3 | 7,3 |
| 10 | В результате отражения от решётки | 10 | 4 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 11 | Суммарное снижение уровня звуковой мощности, ΔLрсети | 19,75 | 20,6 | 25,45 | 22,4 | 18,36 | 16,36 | 16,36 | 16,36 |
| 12 | Параметр f⋅(Fотв)1/2 = 0,28⋅F | 17,6 | 35 | 70 | 140 | 280 | 460 | 1120 | 2240 |
| 13 | Коэффициент направленности Ф (при ϑ = 450) | 7,8 | 6,9 | 5,8 | 4,4 | 4,2 | 4,1 | 4 | 4 |
| 14 | Сумма∑[Ф/(4⋅п⋅r2)],где(m=15 r=2,5) | 0,1 | 0,09 | 0,07 | 0,06 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| 15 | Частотный множитель μ | 0,5 | 0,5 | 0,55 | 0,7 | 1 | 1,6 | 3 | 6 |
| 16 | Постоянная помещения В = В1000⋅μ (В1000 = V /6 = 284,8) | 142,4 | 142,4 | 156,6 | 199,4 | 284,8 | 455,7 | 854,4 | 1709 |
| 17 | Отношение 4⋅n / В (при n = 15) | 0,42 | 0,42 | 0,38 | 0,3 | 0,21 | 0,13 | 0,07 | 0,035 |
| 18 | Величина 10⋅ln[Ф/(4⋅п⋅r2) + 4⋅n/B], дБ | -2,8 | -2,9 | -3,5 | -4,4 | -5,8 | -7,4 | -9,2 | -10,7 |
| 19 | Октавные УЗД в расчётной точке L, дБ | 108,2 | 105,3 | 98,8 | 97 | 97,6 | 93 | 85,2 | 77,7 |
| 20 | Требуемое снижение УЗД (n=1), дБ | 30 | 36,1 | 36,6 | 39,8 | 44,4 | 42,8 | 37 | 31,5 |

Из таблицы 9 видно, что для рассматриваемой системы для всех актавных полос необходимо снижение уровня шума.

По заданному расходу воздуха L = 21067 м3/ч, по /13, рис. 7/ определяется сечение пластинчатого шумоглушителя НхВ = 1500х1200, мм. Скорость v = 6 м/с.

По полученным размерам выбирается шумоглушитель /13, рис. 4/.

Шифр ГП 1-2;

Марка А7Е 178.000-01;

Площадь свободного сечения 0,9 м2;

Масса 204,1 кг;

Длина 1000 мм.

Исходя из уровня звуковой мощности которую необходимо заглушить на среднегеометрических частотах по /13, табл.4/ определяется длинна глушителя, толщина пластин и расстояние между ними.

Наиболее целесообразно принять глушитель с длиной 2,5 м, с пластинами 100х100, мм.

Снижение уровня звуковой мощности для данного глушителя по актавным полосам составляет:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| 1,5 | 6 | 14 | 40 | 48 | 35 | 29 | 15 |

По /13, рис. 5/ принимаются пластины:

Шифр П 1-2;

Модель А7Е 177.000-01;

Масса 10,4, кг.

Размеры В х L х Н = 100 х 1000 х 500, мм.

Гидравлическое сопротивление глушителя определяется:

ΔР = (ξ + λ (l/D)) ⋅ ((ρ ⋅ υф2)/2), Па;

где ξ - суммарный коэффициент местных сопротивлений отнесенный к свободному сечению глушителя, 0,5 для пластин без обтекателя;

λ - коэффициент трения, зависит от D;

l – длинна глушителя, м;

D – гидравлический диаметр глушителя;

D = (2⋅А⋅h)/(А+h) = (2⋅1500⋅1200)/(1500+1200) = 1,33 мм;

где А – высота, h – ширина проходного канала;

ρ - плотность воздуха;

υф – фактическая скорость в свободном сечении глушителя, м/с;

υф = L/(3600 ⋅ f) = 21067/(3600⋅0,3) = 16,5, м/с.

ΔР = (0,5 + 0,03 (2,5/1,33)) ⋅ ((1,22 ⋅ 16,52)/2) = 51,3 Па.

Необходимо чтобы гидравлическое сопротивление глушителя составляло не более 10% от располагаемого давления вентилятора:

ΔР ≤ 0,1 ⋅ Рв.

% = (ΔРгл / ΔРв) ⋅ 100 = (51,3/570) ⋅ 100 = 9,2%;

что допустимо, так как эта величина входит в запас на неучтенные потери располагаемого давления в вентиляторе.

**11. Технико-экономические показатели проекта.**

Годовой расход тепла на вентиляцию определяется по формуле, ГВт/год:

Qвентг = Qвентчас⋅(tпр-tср.от.пер)⋅(n-a)⋅m / [(tпр-tн.в)⋅106],

где Qвентчас - максимальный часовой расход тепла на вентиляцию, кВт;

tпр - температура приточного воздуха, 0С;

tср.от.пер - средняя температура отопительного периода, 0С;

tн.в - температура наружного воздуха для вентиляции в холодный период, 0С;

n - продолжительность отопительного периода, сут., принимается равной 218 дня;

а - общее количество воскресных и праздничных суток, приходящиеся на отопительный период, принимается равной 31 суткам;

m - продолжительность работы вентиляционных установок в сутки, час, принимается равной 11 часам.

Qвентг = 47,943⋅(15,5+10,6)⋅(218-31)⋅11/[(15,5+25)⋅106] = 0,06355 ГВт/год

Годовой расход электроэнергии приточной системой П-1 составляет, кВт⋅ч/год:

Nгод = ∑0,7⋅Nу⋅t⋅b,

где 0,7 - среднее значение коэффициента использования вентиляционного оборудования за год;

Nу - суммарная установочная мощность электродвигателей, имеющих одинаковый режим работы в часах, кВт;

t - продолжительность работы электродвигателей в сутки, час, принимается равной 11 часам;

b - число рабочих дней в году, принимается равный 187 дню;

∑ - знак суммы показывает, что суммируется расход электроэнергии всеми двигателями вентиляционной установки при различных режимах их работы.

Nгод = 0,7 ⋅ 1,5 ⋅ 11 ⋅ 187 = 2160 кВт⋅ч/год.

Стоимость электроэнергии, тыс.руб., определяется:

Э = Nгод ⋅ Цэ / 1000;

где Nгод - годовой расход электроэнергии, тыс.кВт⋅ч;

Цэ - цена 1 кВт⋅час электроэнергии, руб, для проекта принимается равной 1,55 руб;

Э = 2160 ⋅ 1,55 / 1000 = 3,348 тыс.руб.

Стоимость годового расхода тепла, тыс.руб/год, на вентиляцию определяется:

Т = Qвентг⋅Цт / 1000,

где Цт - цена тепловой энергии, руб. за 1 Гкал, равная 657,49 руб/МВт.

Т = 63550 ⋅ 657,49/ 1000 = 41,8 тыс.руб/год.

Годовой фонд заработной платы персонала, обслуживающего вент. установки здания, определяется, тыс.руб/год:

З = 2500 ⋅ П ⋅ М ⋅ К ⋅ 10-3,

где 2500 - средний должностной оклад на единицу обслуживающего персонала, руб/месяц;

П - количество персонала, чел, равный 1;

М - число месяцев в году, составляет 12;

К - коэффициент, учитывающий средний размер премий и отчислений на социальное страхование, равный 1,3.

З = 2500 ⋅ 1 ⋅ 12 ⋅ 1,3 ⋅ 10-3 = 39 тыс.руб/год.

В итоге определяется ориентировочная стоимость годовой эксплуатации систем вентиляции здания, тыс.руб/год:

С = Т + З + Э,

С = 41,8 + 39 + 3,3 = 84,1 тыс.руб/год.

**Список литературы**

1. Волков О.Д., Проектирование вентиляции промышленного здания: (Учеб. Пообие). – Х.: Выща шк. Изд-во при ХГУ, 1999. – 240.: ил.
2. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Р.В. Щекин, С.М. Кореневский и др. 1998 г., стр. 288.
3. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. Под ред. И.Г. Староверова. Изд. 3-е. Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. М., Стройиздат, 1998. 509 с. (Справочник проектировщика). Авт.: В.Н. Богословский, И.А. Шепелов, В.М. Эльтерман и др.
4. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1/В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.: ил. – (Справочник проектировщика).
5. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2/Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.: ил. – (Справочник проектировщика).
6. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 64 с.
7. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика.
8. СНиП II-3-79\*. Строительная теплотехника/ Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2000. – 29 с.
9. СНиП 2.08.02-89. Общественные здания и сооружения/Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 40 с.
10. СНиП 2.09.04-87. Административные и бытовые здания/Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 16 с.
11. Методические указания по выполнению курсового проекта по вентиляции общественных зданий. Часть I. Калашников М.П., Фёдорова В.В. - Улан-Удэ: ВСТИ, 1987.
12. Методические указания по выполнению курсового проекта по вентиляции общественных зданий. Часть II. Калашников М.П., Фёдорова В.В. - Улан-Удэ: ВСТИ, 1987.
13. Серия 5.904-17. Глушители шума вентиляционных установок., 1982 г.
14. Титов В.П. и др. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий. - М.: Стройиздат, 1985.
15. Гусев В.М. и др. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. - Л.: Стройиздат, 2005.