

Содержание

Введение	3
1 Краткое описание технологического процесса	5
2 Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха	7
3 Тепловой баланс здания	9
3.1 Расчет теплотерь помещений	9
3.2 Расчет теплопоступлений	11
3.3 Определение общих теплопоступлений в помещение	16
3.4 Составление теплового баланса	17
4 Расчет поступлений вредных выделений	19
5 Расчет воздухообмена	20
6 Разработка системы вентиляции	23
6.1 Принципиальная схема организации воздухообмена	23
6.2 Воздухообмен в обеденном зале	24
6.3 Воздухообмен в горячем цехе	26
6.4 Выбор расчетного воздухообмена	28
6.5 Вентиляционный баланс здания	29
7 Аэродинамический расчет воздуховодов	31
7.1 Аэродинамический расчет приточной механической системы вентиляции	31
Заключение	35
Список использованных источников	36

					МИВУ 080301.001 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Провер.						2	36
Н. Контр.					Стз-118		
Утверд.							

Тема курсовой работы:
«Разработка система
промышленной вентиляции»
Пояснительная записка

Введение

В условиях современного производства и ухудшающейся экологической обстановки вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха являются одними из главных мероприятий по обеспечению оптимальных условий для высокопроизводительного труда, повышению творческой активности, сохранению здоровья и полноценного отдыха людей.

Задача создания эффективного процесса вентилирования решается экономическими и прогрессивными производственными способами. Устраиваются комбинированные системы вентиляции для промышленных предприятий с использованием аэрации, воздушных душей на рабочих местах и площадках, а также воздушных завес у наружных ворот проемов в ограждающих конструкциях, применяются системы кондиционирования воздуха, отвечающие самым высоким санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям.

Технологические требования к параметрам воздушной среды производственных помещений непрерывно повышаются. В рабочих помещениях целого ряда производств требуется поддержание заданных параметров микроклимата на строго определенном уровне. Это обуславливает более широкое применение на промышленных предприятиях вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха с автоматическим управлением и регулированием, использованием средств телемеханики и организацией диспетчерских постов.

Эффективность систем вентиляции, их технико-экономические параметры, экологическая безопасность зависят не только от правильности принятой системы вентиляции, схемы воздухообмена и достоверности проведенных расчетов, но и от правильно организованных монтажных работ, точности наладки и правильности эксплуатации. Возможности монтажа, наладки и эксплуатации систем и оборудования, обеспечивающих вентиляцию

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		3

помещений, необходимо закладывать на стадии проектирования.

Целью данной курсовой работы является разработка системы промышленной вентиляции для деревообрабатывающего цеха.

Для достижения данной цели были поставлены следующие основные задачи:

1. Произвести описание объекта, изучить характеристики выделяющихся вредностей.
2. Произвести расчет параметров внутреннего и наружного воздуха.
3. Произвести расчет теплового баланса здания.
4. Произвести расчет поступлений вредных выделений.
5. Произвести расчет воздухообмена.
6. Произвести расчет элементов системы вентиляции.

Исходными данными для курсовой работы являются технологическое оборудование и его расположение на участке.

Структура работы. Курсовая работа состоит из введения, 7-х глав, заключения, списка использованных источников в количестве 6 наименований.

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

1 Краткое описание технологического процесса

Согласно заданию необходимо запроектировать систему приточно-вытяжной вентиляции и систему отопления столовой в г. Воркута, в соответствии с действующими Строительными нормами и правилами (СНиП), указаниями по проектированию (СН), техническими условиями (ТУ) на монтаж и эксплуатацию систем отопления и вентиляции.

Количество мест в обеденном зале: 80

Ориентация по сторонам света главного фасада: Ю-В

Высота потолков обеденного зала, м: 5,0

Высота потолков горячего цеха, м: 5,0

Тип перекрытия: ч- чердачное

Переplet остекления (двойное): М-металлическое

Категория работ: для обеденного зала : легкая 1б; для горячего цеха 2а.

План столовой представлен на рисунке 1.1.

Оборудование горячего цеха:

1-Тепловые стойки СРТЭСМ

2-Котел КПЗСМ-60

3-Плита ПЭСМ-4Ш

4-Плита ПЭСМ-2К

5-Шкаф жарочный ШЖЭСМ 2

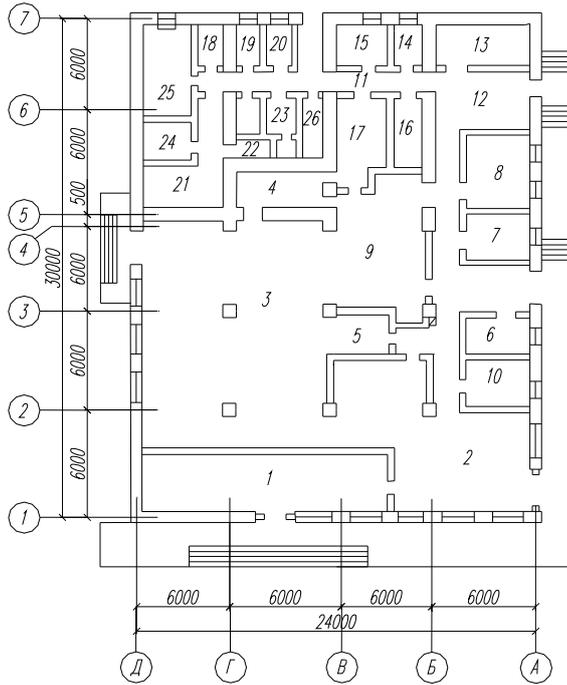
6-Фритюрница ФЭСМ 20

7-Сковорода СЭСМ 0,2

9-Мармит МЭСМ-50

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

План на отметке 0,000



Экспликация помещения

Номер	Наименование	Площадь, м ²
1	Вестибюль	43,9
2	Зал чайнана	42,0
3	Зал столовой	170,4
4	Буфет, магазин кулинарии	30,0
5	Лоходный цех	13,2
6	Помещение для режи хлеба	11,2
7	Мясной, рыбный и птичьеголовой цех	14,3
8	Овощной цех	15,5
9	Горячий цех	52,4
10	Моечная столовой посуды	28,2
11	Коридор	64,7
12	Загрузочная	18,0
13	Сварочно-разборочная алоадительная камера	22,8
14	Кладовая овощей, солений и квашения	6,8
15	Кладовая сухих продуктов	11,8
16	Кладовая моечной тары	8,3
17	Моечная кружной посуды	12,7
18	Бельевая	6,0
19	Кабинет директора	8,5
20	Помещение персонала	5,7
21	Гардероб для персонала	20,4
22	Душевая	3,9
23	Уборные	7,1
24	Кладовая инвентаря	6,8
25	Тепловой пункт	26,9
26	Электрощитовая	6,2

Рисунок 1.1 – План столовой

2 Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха

2.1. Расчетные параметры наружного воздуха

В соответствии с [1] за расчетные условия для теплого периода года принимаются параметры наружного воздуха А, для холодного периода года – параметры Б.

Таблица 2.1 - Параметры наружного воздуха [2]

Период года	Параметры А			Параметры Б			Барометрическое давление, МПа
	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с	
Холодный	-45	12,5	5,5	-44	14,5	5,5	990
Переходный	10	26,5	4,5	10	26,5	4,5	
Теплый	34	52,6	4,7	18,6	56,8	4,7	

2.2 Расчетные параметры внутреннего воздуха

Параметры внутреннего воздуха следует принимать в зависимости от назначения помещения и расчетного периода года по данным нормативных материалов на проектирование.

Температуру воздуха в помещениях следует принимать из следующих соображений. Для теплого периода года на 4°С выше температуры наружного (приточного), что обеспечит ассимиляцию избытков теплоты; для холодного периода - экономически целесообразную, обуславливающую оптимальные затраты на подогрев приточного воздуха. В обоих случаях принятые температуры должны соответствовать пределам допустимых.

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

В зданиях предприятий общественного питания предусматривается система отопления, поддерживающая температуру воздуха 15...16 °С в ночное время суток, когда отсутствуют тепловыделения, характерные для режима эксплуатации здания. В холодный период времени года в режиме эксплуатации, температура внутреннего воздуха повышается до расчетной, за счет подачи подогретого приточного воздуха, а также тепловыделений от технологического оборудования, людей и т. п.

Таблица 2.2 - Параметры внутреннего воздуха [4]

№ п/п	Помещение	Период года	Температура для расчета, °С.		$\varphi_{н}, \%$	$\vartheta_{в}, \text{м/с}$	$v_{н}, \text{л/м}^3$
			отопления	вентиляции			
1	Обеденный зал	ТП	-	32	31	0,2	2
		ХП	15	20	80	0,2	2
2	Горячий цех	ТП	-	30	32	0,4	2
		ХП	15	20	80	0,3	2

3 Тепловой баланс здания

3.1 Расчет теплопотерь помещений

Потери теплоты помещением общественного здания складываются из следующих составляющих: теплопотерь через наружные ограждения, на нагрев инфильтрационного воздуха, на нагрев воздуха, поступающего через наружные двери при отсутствии воздушных завес и др.

Потери теплоты через наружные ограждения в режиме отопления можно приближенно определить по формуле:

$$Q_{ог} = a \cdot q \cdot V_{н} \cdot (t_{от} - t_{н.от}),$$

где a — коэффициент учета района строительства здания, определяется по формуле

$$a = 0,54 + \frac{22}{(t_{от} - t_{н.от})},$$

где q - удельная тепловая характеристика здания, Вт/(м³·К), определяется по прил. в зависимости от назначения здания;

$V_{н}$ - объем помещения по внешнему обмеру, м³;

$t_{от}$, $t_{н.от}$ - температуры воздуха для расчета отопления соответственно внутренняя и наружная, °С.

$$a = 0,54 + \frac{22}{(15 - (-45))} = 1,27$$

Для обеденного зала:

$$V_{н} = 3,5 \cdot 170,4 = 681,6 \text{ м}^3$$

$$Q_{ог} = 1,27 \cdot 0,41 \cdot 681,6 \cdot 30 = 10647,21 \text{ Вт}$$

Для горячего цеха:

$$V_{н} = 3,5 \cdot 52,4 = 183,4 \text{ м}^3$$

$$Q_{ог} = 0,96 \cdot 0,41 \cdot 209 \cdot 51 = 4207,43 \text{ Вт}$$

Величины теплопотерь определенные выше, будут иметь место в том случае, если рассматривать помещение как здание, контактирующее всеми ограждениями с окружающей средой. С учетом архитектурно-планировочных

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		9

решений рассматриваемого объекта строительства фактическая величина теплопотерь составит

$$Q_{ог.от} = (F_n / F) Q_{ог} ,$$

где F – суммарная площадь ограждений помещения (стен, пола, перекрытий, оконных проемов);

F_n - площадь ограждений помещения, контактирующих с окружающей средой.

Для обеденного зала:

$$Q_{ог.от} = \frac{397,6}{538,5} \cdot 10647 = 10113,46 \text{ Вт}$$

Для горячего цеха:

$$Q_{ог.от} = \frac{96}{194} \cdot 3329,6 = 2033,83 \text{ Вт}$$

Добавочные теплопотери на подогрев инфильтрационного воздуха $Q_{инф}$ в данном проекте допускается ориентировочно учитывать в размере 20...30% основных теплопотерь. Тогда общие теплопотери в режиме отопления составят, Вт

$$Q_{пом.от} = Q_{ог.от} + Q_{инф} .$$

Для обеденного зала:

$$Q_{инф} = \frac{7507,4 \cdot 25}{100} = 4104,6 \text{ Вт}$$

$$Q_{пом.от} = 10113,46 + 3033 = 13146,9 \text{ Вт}$$

Для горячего цеха:

$$Q_{инф} = \frac{1647,6 \cdot 25}{100} = 610 \text{ Вт}$$

$$Q_{пом.от} = 2643,85 \text{ Вт}$$

Следует отметить, что во время работы вентиляции в некоторых помещениях за счет превышения притока над вытяжкой создают избыточное давление, препятствующее поступлению инфильтрационного воздуха. В этом случае потери теплоты на подогрев инфильтрационного воздуха исключаются.

Теплопотери в режиме вентиляции определяются по формуле

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		0

$$Q_{\text{пом.в}} = Q_{\text{пом.от}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{от}} - t_{\text{н.от}}},$$

где $t_{\text{в}}$, $t_{\text{от}}$ - температуры внутреннего воздуха для расчета вентиляции и отопления соответственно, °С;

$t_{\text{н.в}}$, $t_{\text{н.от}}$ - температуры наружного воздуха для расчета вентиляции (параметры А) и отопления (параметры Б) соответственно, °С (для холодного периода $t_{\text{н.в}} = t_{\text{н.от}}$).

Для обеденного зала:

$$Q_{\text{пом.в}} = Q_{\text{пом.от}} = 13146,9 \cdot \frac{20 - (-45)}{15 - (-45)} = 15338 \text{ Вт}$$

Для горячего цеха:

$$Q_{\text{пом.в}} = Q_{\text{пом.от}} = 2643,85 \cdot \frac{20 - (-45)}{15 - (-45)} = 3084,49 \text{ Вт}$$

3.2 Расчет теплоступлений

3.2.1 Теплоступления от людей.

Тепловыделения человека складываются из отдачи явной и скрытой теплоты и зависят в основном от степени тяжести выполняемой им работы, а также температуры окружающего воздуха. Во всех случаях явные теплоступления увеличивают как температуру воздуха, так и его энтальпию. Скрытые теплоступления, обусловленные испарением влаги, повышают только энтальпию воздуха, температура его остается неизменной.

Количество теплоты (сумма явной и скрытой) определяется по следующим формулам, Вт:

полное

$$Q_{\text{л.п}} = \sum_{i=1}^n q_{\text{п}i} \cdot n_i;$$

явное

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		1

$$Q_{л.п.} = \sum_{i=1}^n q_{яi} \cdot n_i,$$

где $q_{яi}$, $q_{пi}$ - тепловыделение одним человеком соответственно полное и явное;
 n_i - число людей в помещении с одинаковой интенсивностью физической нагрузки.

Для предприятий общественного питания интенсивность нагрузки посетителей принимают равной легкой работе, а обслуживающего персонала - работе средней тяжести. Средние тепловыделения одним человеком пренебрегая отличиями по периодам года составят, Вт: обеденный зал - $q_{яi} = 85$, $q_{пi} = 140$; горячий цех - $q_{яi} = 95$, $q_{пi} = 190$.

Для обеденного зала:

Полное:

$$Q_{л.п.} = 140 \cdot 80 = 11200 \text{ Вт}$$

Явное:

$$Q_{л.я.} = 85 \cdot 80 = 6800 \text{ Вт}$$

Для горячего цеха:

Полное:

$$Q_{л.п.} = 190 \cdot 7 = 1330 \text{ Вт}$$

Явное:

$$Q_{л.я.} = 95 \cdot 7 = 665 \text{ Вт}$$

3.2.2 Теплопоступления от солнечной радиации.

Поступления теплоты за счет солнечной радиации учитывают в теплый период. Теплота от солнечной радиации поступает в помещения через остекленные поверхности, покрытия и наружные стены. В расчетах вентиляции обычно учитывают только теплоту, поступающую через остекленные поверхности и покрытия.

Теплопоступления за счет солнечной радиации неравномерны во времени, поэтому для нахождения максимальной суммарной нагрузки на

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		2

систему приточно-вытяжной вентиляции определяется почасовое или с интервалом два часа поступление теплоты. При этом учитывается запаздывание нагревания воздуха по отношению к времени поступления теплоты. Подробные сведения по расчету теплоступлений от солнечной радиации приведены в работе .

Количество явной теплоты, поступающей в помещение от солнечной радиации, можно приближенно определить по формулам, Вт:

для остекленных поверхностей

$$Q_{\text{ост.рад}} = F_{\text{ост}} \cdot q_{\text{ост}} \cdot A_{\text{ост}} ;$$

для покрытий

$$Q_{\text{п.рад}} = F_{\text{п}} \cdot q_{\text{п}} \cdot K_{\text{п}} ,$$

где $F_{\text{ост}}$, $F_{\text{п}}$ - площади поверхности остекления и покрытия соответственно, м²;

$q_{\text{ост}}$, $q_{\text{п}}$ - теплоступления от солнечной радиации через 1 м² поверхности остекления) и покрытия соответственно, Вт/м²;

$A_{\text{ост}}$ - коэффициент, зависящий от характера остекления и солнцезащитных устройств;

$K_{\text{п}}$ - коэффициент теплопередачи покрытия, Вт/(м²К).

Для перекрытия без чердака $K_{\text{п}} = 0,85$; с чердаком – $K_{\text{п}} = 0,65$.

Для обеденного зала:

$$Q_{\text{ост.рад.}} = 13,5 \cdot 147 \cdot 1,15 = 2282 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{п.рад.}} = 170,4 \cdot 6 \cdot 0,85 = 665 \text{ Вт}$$

Для горячего цеха:

$$Q_{\text{п.рад.}} = 52,4 \cdot 6 \cdot 0,85 = 204,36 \text{ Вт}$$

3.2.3 Теплоступления от остывающей пищи.

Полное количество теплоты, выделяемой остывающей пищей в обеденных залах предприятий общественного питания, определяется по формуле, Вт:

$$Q_{\text{пл}} = \frac{0,278 \cdot m \cdot c_{\text{ср.п}} (t_{\text{н.п.}} - t_{\text{к.п.}})}{\tau} n,$$

где m - средняя масса всех блюд, приходящаяся на одного обедающего, кг, принимается равной 0,85 кг;

$c_{\text{ср.п}}$ - средняя теплоемкость принимаемых блюд кДж/(кг·К), принимается равной 3,35 кДж/(кг·К);

$t_{\text{н.п.}}$ - начальная температура блюд, поступающих в зал, °С, $t_{\text{н.п.}} = 70$ °С;

$t_{\text{к.п.}}$ - конечная температура блюд, °С, $t_{\text{к.п.}} = 40$ °С;

n - количество посадочных мест; τ - продолжительность приема пищи одним посетителем, ч (для столовых без самообслуживания $\tau = 0,3 \dots 0,75$ ч.).

Полное :

$$Q_{\text{н.п.}} = \frac{0,278 \cdot 0,85 \cdot 3,35 (70 - 40)}{0,3} \cdot 80 = 6332 \text{ Вт}$$

Явные тепловыделения составляют 70 % от полных, остальные - поступают в обеденный зал в виде скрытой теплоты. Для горячего цеха данный вид теплоступлений не учитывается.

Явное :

$$Q_{\text{я.п.}} = 0,7 \cdot Q_{\text{н.п.}} = 0,7 \cdot 6332 = 4433 \text{ Вт}$$

3.2.4 Теплоступления от технологического оборудования.

Величина теплоступлений от технологического оборудования в горячем цехе зависит от вида местных отсосов, устанавливаемых над ним. В курсовой работе рекомендуется предусматривать применение местных отсосов типа МВО, устанавливаемых над оборудованием. Данные отсосы изготавливаются промышленностью под общим названием ПВЛУ - приточно-вытяжные локализирующие устройства.

Местные отсосы типа МВО выпускаются двух моделей: МВО-420ф и МВО-840в. Отличительной особенностью отсоса МВО-420ф является совмещение приточного и вытяжного устройств в одном аппарате. Для

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

улавливания вредных выделений в вытяжном устройстве предусмотрен сетчатый фильтр. Местный отсос модели МВО-840в представляет собой аналогичную конструкцию, причем в нем подача приточного воздуха не предусматривается, так как этот отсос предназначен для установки только над высокими жарочными шкафами.

Часть тепlopоступлений от оборудования улавливается местными отсосами, а остальное количество теплоты поступает в помещение цеха. Общее количество теплоты, поступающей в цех от электрического оборудования при действии местной вытяжной вентиляции, определяется по формуле, Вт:

$$Q_{г.ц} = 10^3 [\Sigma N_{м} \cdot k_0 \cdot k_1 (1 - k_2) + \Sigma N_p \cdot k_3],$$

где $\Sigma N_{м}, \Sigma N_p$ - установочные мощности оборудования, оснащенного местными отсосами и расположенного в раздаточном проеме соответственно, кВт;

k_0 - коэффициент одновременности работы электрического оборудования, для столовых $k_0 = 0,8$; k_3 - коэффициент загрузки оборудования;

k_2 - коэффициент эффективности местных отсосов, для МВО $k_2 = 0,75$.

Явные тепловыделения технологического оборудования составляют приблизительно 70 % от величины полных.

Полное:

$$Q_{г.ц} = 10^3 ((18,8 \cdot 0,65 \cdot (1-0,75)) + (7,5 \cdot 0,8 \cdot 0,65(1-0,75)) + (6 \cdot 0,8 \cdot 0,5(1-0,75)) + (8,6 \cdot 0,8 \cdot 0,3(1-0,75)) + 2 \cdot 0,5 + 8 \cdot 0,5 = 10^3 (2,44+4+0,975+0,6+0,516+1) = 6400 \text{ Вт}$$

Явное:

$$Q_{я.м} = 0,7 Q_{г.ц} = 0,7 \cdot 6400 = 4480 \text{ Вт.}$$

3.2.5 Теплоотдача отопительных приборов

В помещениях с теплоизбытками в холодный период года не всегда

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

предусматривается выключение отопительных приборов, что обуславливается условиями эксплуатации водяных систем отопления. В нашем случае к такому помещению относится обеденный зал.

Поэтому при определении суммарных теплопоступлений в помещение обеденного зала в холодный период года учитывают также теплоотдачу отопительных приборов $Q_{пр.в}$, Вт при внутренних и наружных условиях для вентиляции, которая вычисляется по формуле:

$$Q_{пр.в} = Q_{пот.от} \cdot \frac{t_{ср.в} - t_{в}}{t_{ср.от} - t_{от}},$$

где $Q_{пот.от}$ - общие теплопотери в режиме отопления, Вт ;

$t_{ср.в}, t_{ср.от}$ - средние температуры теплоносителя в отопительных приборах в режиме вентиляции и режиме отопления соответственно, °С;

$t_{в}, t_{от}$ - температуры внутреннего воздуха для расчета вентиляции и отопления соответственно, °С.

При расчете средних температур теплоносителя в отопительных приборах водяного отопления принимают предельные температуры теплоносителя 95... 105 °С, устанавливаемые нормами. Температуру обратной воды принимают равной 70 °С.

$$Q_{пр.в} = 10113 \frac{95 - 20}{95 - 15} = 9481 \text{ Вт}$$

$$Q_{я.от.пр.} = 0,7 \cdot Q_{пр.в} = 0,7 \cdot 9481 = 6636,7 \text{ Вт.}$$

3.3 Определение общих теплопоступлений в помещение

Сумма теплопоступлений от всех источников теплоты определяется для тех часов суток, когда эксплуатируется данное помещение. Результаты расчета представлены в таблице.

Таблица 3.1 - Расчет теплопоступлений в помещения

Помещения	Источники	Теплопоступления, Вт
-----------	-----------	----------------------

	теплопоступлений	ТП		ХП	
		Явные	Полные	Явные	Полные
Обеденный зал	От людей	6800	11200	6800	11200
	От солнечной радиации	2947	2947	-	-
	От остывающей пищи	4433	6332	4433	6332
	От отопительных приборов	-	-	9481	9481
Всего		14180	20479	20714	27013
Горячий цех	От людей	665	1330	665	1330
	От солнечной радиации	204	204	-	-
	От технологического оборудования	4480	6400	4480	6400
Всего		5349	7934	5145	7730

3.4 Составление теплового баланса

Разность суммарных теплопоступлений $\Sigma Q_{\text{пост}}$ и потери теплоты $Q_{\text{пот.в}}$ определяет теплоизбытки $\Delta Q_{\text{изб}}$ или теплонедостатки $\Delta Q_{\text{нед}}$ помещения, которые должны быть соответственно ассимилированы или компенсированы вентиляционным воздухом. Результаты расчета сведены в таблицу.

Таблица 3.2 - Тепловой баланс помещений

Помещения	Объем, м ³	Период года	Теплопоступления $\Sigma Q_{\text{пост}}$, Вт		Теплопотери $Q_{\text{пот.в}}$, Вт	Теплоизбытки $\Delta Q_{\text{изб}}$, Вт		Теплонапряженность, Вт/м ³
			Явные	Полные		Явные	Полные	

Обеденный зал	766,8	ТП	14180	20479	-	14180	20479	18
		ХП	20714	27013	15338	5376	11675	7
Горячий цех	235,8	ТП	5349	7934	-	5349	7934	22,7
		ХП	5145	7730	3085	2060	4645	8,8

Таблица 3.5 - Тепловой баланс помещения

Период года	Теплопотери, Вт				Теплопоступления, Вт					
	Через ограждающие конструкции	На нагрев инфильтрационного воздуха	Прочие	Итого	От людей	От солнечной радиации через световые проемы	От солнечной радиации	От электромеханического оборудования	От остывающего материала	ИТОГО
ХП	1214	4714	-	1579		12530		640	1273	3166
	6			0				0	2	2
ПП	1024	3487		1373		12530		640	1273	3166
	5			2				0	2	2
ТП	1214	471	-	1579		12530	6151	640	1273	3781
								0	2	3

4 Расчет поступлений вредных выделений

В помещениях общественных зданий определяющей газовой вредностью является углекислый газ, выделяемый людьми.

Количество выделяемого углекислого газа зависит только от интенсивности работы и определяется по формуле, л/ч

$$M_{\text{CO}_2} = \sum m_i n_i,$$

где m_i - количество углекислого газа, выделяемого одним человеком, л/ч;

n_i – число людей в помещении с одинаковой интенсивностью физической нагрузки.

Величина m_i для обеденного зала составляет 25 л/ч, для горячего цеха – 35 л/ч.

Для обеденного зала:

$$M_{\text{CO}_2} = 25 \cdot 80 = 2000 \text{ л/ч.}$$

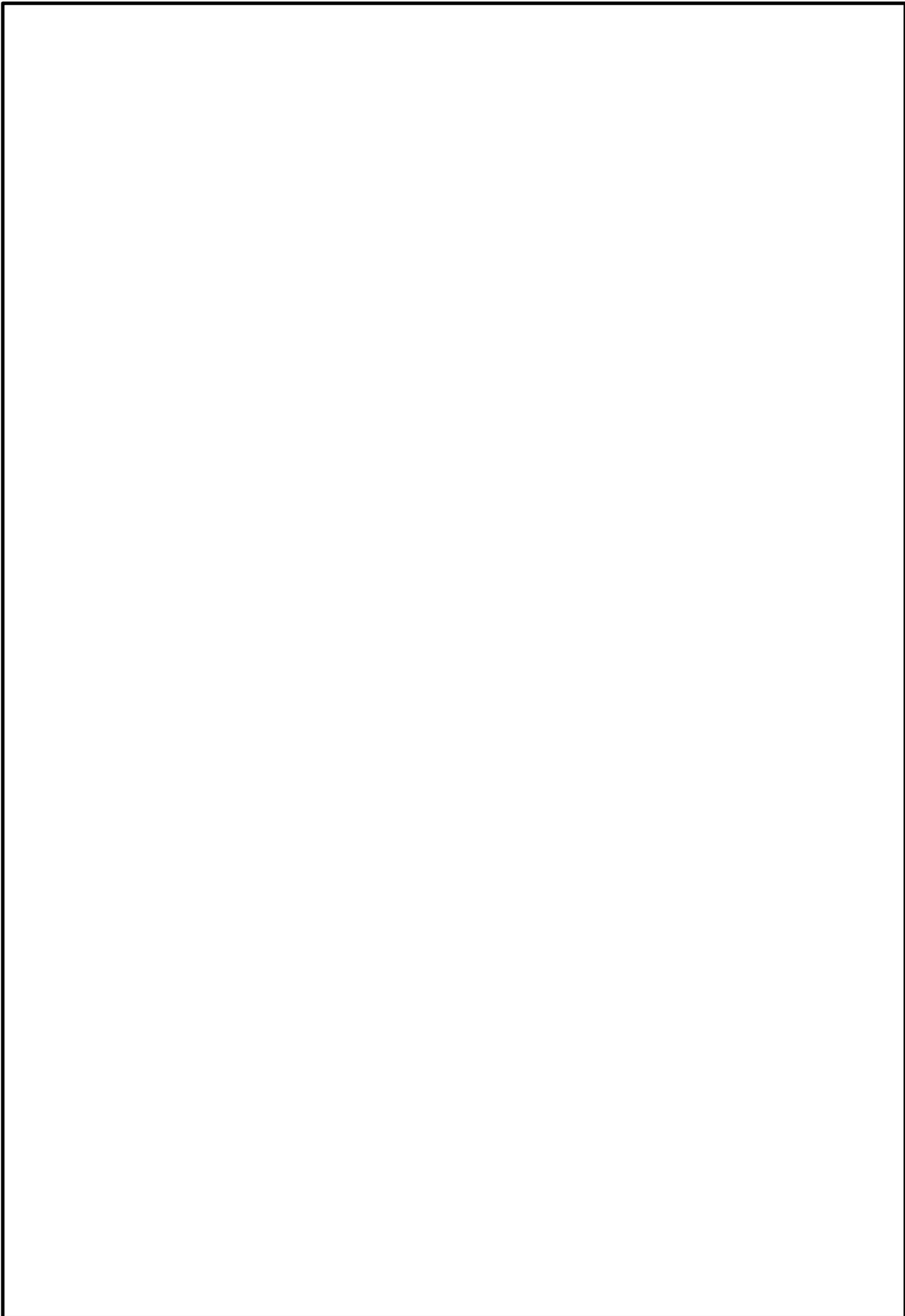
Для горячего цеха:

$$M_{\text{CO}_2} = 35 \cdot 7 = 245 \text{ л/ч.}$$

Для расчета воздухообмена в помещениях по выделяемым вредностям, окончательные результаты расчетов сводим в таблицу.

Таблица 4.1 - Вредности выделяющиеся в помещениях

Помеще ния	Период года	Теплоизбытки, Вт		Влаговы деления, кг/ч	CO ₂ , л/ч	Теплонапряж енность, Вт/м ³
		явные	полные			
Обеденны й зал	ТП	14180	20479	10,2	2000	18
	ПП	7535	15687	10,9	2000	10
	ХП	5376	11675	11,8	2000	7
Горячий цех	ТП	5349	7934	2,77	245	22,7
	ПП	3457	5456	2,56	245	18,5
	ХП	2060	4645	3,02	245	8,8



					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		20

5 Расчет воздухообмена

В теплый период года температура приточного воздуха $t_{пр}$, °С, совпадает с температурой наружного воздуха (параметры категории А). Подогрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе в установках без охлаждения воздуха в теплый период не учитывается.

В холодный период года температура приточного воздуха может быть определена по формуле, °С

$$t_{пр} = t_{в} - \Delta t,$$

где $t_{в}$ - температура воздуха в обслуживаемой зоне, °С;

Δt – температурный перепад, °С, принимается для общественных зданий согласно : при высоте помещений до 3 м $\Delta t = 2...3$ °С, при высоте более 3 м $\Delta t = 4...6$ °С.

Температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, обычно выше температуры в обслуживаемой зоне $t_{в}$ и зависит от многих факторов, основными из которых являются: взаимное расположение приточных и вытяжных отверстий, направление, скорость и температура приточного воздуха, высота помещения, теплонапряженность и др.

Температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещений при наличии теплоизбытков может быть определена по формуле, °С:

$$t_{y} = t + (H - 1,5) \text{grad } t,$$

где $H_{пом}$ - высота помещения в «чистоте», м;

$\text{grad } t$ - градиент температуры по высоте помещения, зависящей от теплонапряженности объема помещения, °С/м.

Параметры воздуха в вентиляционном процессе определяем пользуясь *I-d* диаграммой.

Угловой коэффициент процесса, кДж/кг

$$\varepsilon = Q_{изб.п} / W,$$

где $Q_{изб.п}$ – полные теплоизбытки в помещении, кДж/ч;

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		21

W – суммарные влаговыделения кг/ч.

Для обеденного зала:

$$\begin{aligned} \text{ТП: } t_{\text{пр.}} &= t_{\text{н}} = 33,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ t_y &= 32 + (4,5 - 1,5) \cdot 1,2 = 35,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varepsilon &= \frac{73724}{10,2} = 7228 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ХП: } t_{\text{пр.}} &= 20 - 4 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ t_y &= 20 + (4,5 - 1,5) \cdot 0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varepsilon &= \frac{42030}{8,11,87} = 3562 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

Для горячего цеха

$$\begin{aligned} \text{ТП: } t_{\text{пр.}} &= t_{\text{н}} = 33,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ t_y &= 30 + (4,5 - 1,5) \cdot 1,2 = 33,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varepsilon &= \frac{28562}{2,77} = 10311 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ХП: } t_{\text{пр.}} &= 20 - 4 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ t_y &= 20 + (4,5 - 1,5) \cdot 0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \varepsilon &= \frac{16722}{3,02} = 5537 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

Таблица 5.1 - Параметры воздуха в вентиляционном процессе

Период года	Воздух в вентпроцессе	Точка	Параметры воздуха							
			Обеденный зал				Горячий цех			
			<i>t</i>	<i>I</i>	<i>d</i>	φ	<i>t</i>	<i>I</i>	<i>d</i>	φ
ТП	Наружный	Н	33,2	58	9,8	31	33,2	58	9,8	32
	Приточный	П								
	Внутренний	В	32	56	9,2	32	30	54	9,2	36
	Удаляемый	У	35,6	62	10,2	28	33,6	59,2	10	31
ХП	Наружный	Н	-15	- 13, 4	0,9	80	-15	-13,4	0,9	80
	Приточный	П	15	16,	0,9	10	15	16,5	0,9	10

				5						
	Внутренний	В	20	35	6	40	20	26	2,4	17
	Удаляемый	У	20	35	6	40	20	26	2,4	17

6 Разработка системы вентиляции

6.1 Принципиальная схема организации воздухообмена

Обеденный зал и горячий цех (кухня) предприятий общественного питания представляют собой смежные помещения, сообщающиеся через раздаточный проем. Рассчитанные воздухообмены должны предотвратить перетекание воздуха из горячего цеха в обеденный зал.

Для этого в помещении горячего цеха создается разрежение за счет превышения расхода вытяжного воздуха над расходом приточного, а в зале — избыточное давление путем превышения расхода приточного воздуха над удаляемым. Таким образом, обеденный зал предохраняется от проникновения в него вредных выделений и запахов из горячего цеха. Воздухообмены для удаления вредностей рассчитывают для условий теплого и холодного периодов года.

Принципиальная схема организации воздухообмена представлена на рисунке 6.1.

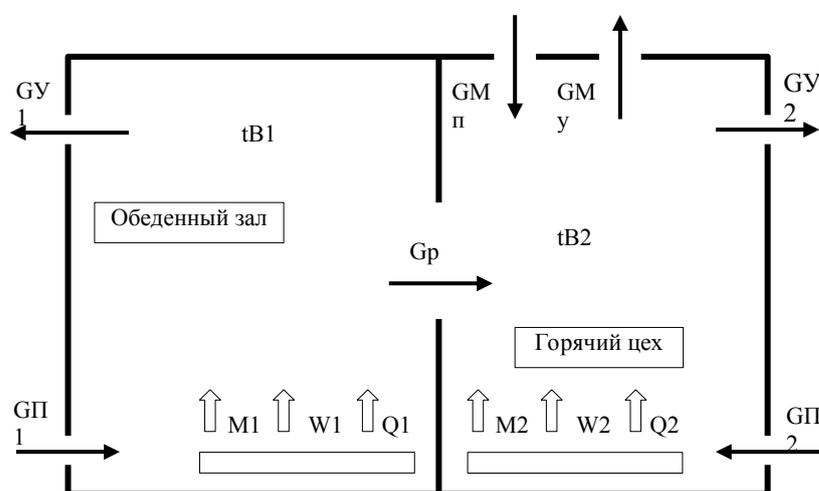


Рисунок 6.1 - Схема организации воздухообмена в обеденном зале и горячем цехе

Количество воздуха, удаляемого местными вентиляционными отсосами (МВО) от технологического оборудования, расположенного в горячем цехе, кг/ч

$$G_{My} = \sum_{i=1}^n G_{Myi} \cdot n_i, \text{ } \dot{\text{и}} 750+1250+350+500+550+500+400=4300 \text{ кг/ч}$$

где G_{Myi} – расходы воздуха, удаляемые вытяжными отсеками МВО от каждого вида оборудования, кг/ч;

n_i – количество оборудования данного вида.

Количество воздуха, подаваемого в горячий цех с помощью МВО, кг/ч

$$G_{Mni} = \sum_{i=1}^n G_{Mni} \cdot n_i, \text{ } \dot{\text{и}} 400+800+200+0+400+200+400=2400 \text{ кг/ч}$$

где G_{Mni} - расходы воздуха, подаваемого приточными отсеками МВО, кг/ч.

Общий расход воздуха, удаляемого из цеха местными вентиляционными отсосами, кг/ч

$$G_M = G_{My} - G_{Mni} \text{ } \dot{\text{и}} 4300 - 2400 = 1900 \text{ кг/ч}$$

Расход воздуха, подаваемый из обеденного зала в горячий цех через раздаточный проем, определяем из условия однократного воздухообмена

$$G_p = \rho \cdot V_2 \text{ } \dot{\text{и}} 1,2 \cdot 235,8 = 282,96 \text{ кг/ч}$$

где V_2 – объем горячего цеха, м³;

$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха.

Необходимый воздухообмен в помещениях определяем по избыткам теплоты, влаги и выделениям углекислого газа. Для этого составляем уравнения балансов по расходам приточного и удаляемого воздуха, решая их совместно с уравнениями балансов по вредностям.

6.2 Воздухообмен в обеденном зале

Требуемый воздухообмен определяется решением системы уравнений (воздушного баланса и баланса вредностей), расходов приточного и удаляемого воздуха ($G_{п1}$ и G_{y1}).

Воздухообмен по избыткам:

тепла

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

$$\begin{cases} G_{y1} = \frac{W_1 - G_p(d_{e1} - d_n)}{d_{y1} - d_n} = \frac{11,8 - 282,96 \cdot (0,006 - 0,0009)}{(0,006 - 0,0009)} = 1874,5 \text{ кг/ч} \\ G_{n1} = G_{y1} + G_p = 1874,5 + 282,96 = 2157,46 \text{ кг/ч} \end{cases}$$

Воздухообмен по избыткам углекислого газа:

$$\begin{cases} G_{y1} = \frac{\rho \cdot M_1 - G_p(b_{e1} - b_n)}{b_{e1} - b_n} = \frac{1,2 \cdot 200 - 282,96 \cdot (2 - 0,4)}{(2 - 0,4)} = -132,9 \text{ кг/ч} \\ G_{n1} = G_{y1} + G_p = -132,9 + 282,96 = 150,02 \text{ кг/ч} \end{cases}$$

6.3 Воздухообмен в горячем цехе

При составлении уравнений баланса для горячего цеха необходимо учесть действие местной вытяжной вентиляции G_M .

Воздухообмен по избыткам

тепла

$$\begin{cases} G_{n2} \cdot I_n + G_p \cdot I_{n1} + Q_2 = G_{y2} \cdot I_{y2} + G_M \cdot I_{n2}, \\ G_{n2} + G_p = G_{y2} + G_M, \end{cases}$$

влаги

$$\begin{cases} G_{n2} \cdot d_n + G_p \cdot d_{n1} + Q_2 = G_{y2} \cdot d_{y2} + G_M \cdot d_{n2}, \\ G_{n2} + G_p = G_{y2} + G_M, \end{cases}$$

углекислого газа

$$\begin{cases} G_{n2} \cdot b_n + G_p \cdot b_{n1} + \rho \cdot M_2 = G_{y2} \cdot b_{n2} + G_M \cdot b_{n2}, \\ G_{n2} + G_p = G_{y2} + G_M. \end{cases}$$

Решения уравнений имеют следующий вид:

воздухообмен по избыткам полного тепла для теплого периода года:

$$\begin{cases} G_{y2} = \frac{Q_2 + G_p(I_{e1} - I_n) - G_M(I_{e2} - I_n)}{I_{y2} - I_n} = \dot{v} = \frac{7934 \cdot 3,6 + 282,96 \cdot (61 - 52) - 1900(56 - 52)}{61 - 52} = 2612,11 \text{ кг/ч} \\ G_{n2} = G_{y2} + G_M - G_p = 2612,11 + 1900 - 282,96 = 4229,15 \text{ кг/ч} \end{cases}$$

воздухообмен по избыткам полного тепла для холодного периода года:

$$\begin{cases} G_{y2} = \frac{Q_2 + G_p(I_{e1} - I_n) - G_M(I_{e2} - I_n)}{I_{y2} - I_n} = \dot{v} = \frac{7934 \cdot 3,6 + 282,96 \cdot (35 - 16,5) - 1900(26 - 16,5)}{26 - 16,5} = 1657,59 \text{ кг/ч} \\ G_{n2} = G_{y2} + G_M - G_p = 1657,59 + 1900 - 282,96 = 3274,63 \text{ кг/ч} \end{cases}$$

воздухообмен по избыткам явного тепла для теплого периода года:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МИВУ 080301.001 ПЗ				27

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{Q_2 + G_p(I_{e1} - I_n) - G_M(I_{e2} - I_n)}{I_{y2} - I_n} = \dot{v} = \frac{5349 \cdot 3,6 + 282,96 \cdot (61 - 52) - 1900(56 - 52)}{61 - 52} = 1578,12 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \\ G_{n2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 1578,12 + 1900 - 282,96 = 3195,16 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

воздухообмен по избыткам явного тепла для холодного периода года:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{Q_2 + G_p(I_{e1} - I_n) - G_M(I_{e2} - I_n)}{I_{y2} - I_n} = \dot{v} = \frac{5145 \cdot 3,6 + 282,96 \cdot (35 - 16,5) - 1900(26 - 16,5)}{26 - 16,5} = 600,71 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \\ G_{n2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 600,71 + 1900 - 282,96 = 2217,75 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

Воздухообмен по избыткам влаги для теплого периода года:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{W_2 + G_p(d_{e1} - d_n) - G_M(d_{e2} - d_n)}{d_{y2} - d_n} = \dot{v} = \frac{2,77 + 282,96 \cdot (0,011 - 0,0098) - 1900(0,0101 - 0,0098)}{0,0108 - 0,0098} = 2539,55 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \\ G_{n2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 2539,55 + 1900 - 282,96 = 4156,59 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

Воздухообмен по избыткам влаги для холодного периода года:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{W_2 + G_p(d_{e1} - d_n) - G_M(d_{e2} - d_n)}{d_{y2} - d_n} = \dot{v} = \frac{3,02 + 282,96 \cdot (0,006 - 0,0009) - 1900(0,0024 - 0,0009)}{0,0024 - 0,0009} = 1075,4 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \\ G_{n2} &= G_{y2} + G_M - G_p = 1075,4 + 1900 - 282,96 = 2692,44 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

Воздухообмен по избыткам углекислого газа:

$$\left\{ \begin{aligned} G_{y2} &= \frac{\rho \cdot M_2 + G_p(b_{e1} - b_n) - G_M(b_{e2} - b_n)}{b_{y2} - b_n} = \dot{v} = \frac{1,2 \cdot 245 + 282,96 \cdot (2 - 0,4) - 1900(2 - 0,4)}{1,25 - 0,4} = -109,9 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \\ G_{n2} &= G_{y2} + G_M - G_p = -109,9 + 1900 - 282,96 = 1507,14 \text{ кг/ч} \end{aligned} \right.$$

6.4 Выбор расчетного воздухообмена

Расчетный воздухообмен в помещениях при механической вентиляции определяют, руководствуясь следующими соображениями:

1. Естественное проветривание помещения через открытые проемы в теплый период года невозможно по технологическим, конструктивным или другим причинам. В этом случае за расчетный воздухообмен (для подбора вентилятора, фильтров, калориферов и других элементов вентиляционной системы) принимается больший из воздухообменов полученный по двум периодам года (ТП и ХП).

2. Если в помещении возможно естественное проветривание в теплый период года, то за расчетный воздухообмен (таблице 6.1) принимается больший

из воздухообменов по холодному периоду.

Таблица 6.1 - Расчетный воздухообмен

Помещение	Вредность	ТП		ХП	
		Gп	Gy	Gп	Gy
Обеден.зал	Q явн.	3729,2	3446,24	4011,27	3728
	Qп.	7022,8	6739,84	5255,96	4973
	W	5213	4930	2157,46	1874,5
	CO2	150,02	-	150,02	-
Горячий цех	Q явн.	3195,16	1578,12	2217,75	600,77
	Qп.	4229,15	2612,11	3274,63	1657,59
	W	4156,59	2539,55	2692,44	1075,4
	CO2	-	1507,14	-	1507,14

В данной работе получился наибольший воздухообмен :

для теплого периода года в обеденном зале $G_{n1}=7022,8$

$кг/ч, Gy1=6739,84кг/ч;$

для теплого периода года в горячем цехе $G_{n2}=4229,15 кг/ч, Gy2=2612,11 кг/ч.$

6.5 Вентиляционный баланс здания

Воздухообмены, рассчитанные для всех помещений здания (по нормативной кратности и по вредным выделениям), заносят в таблицу 6.2 и суммируют отдельно по притоку и вытяжке. Разница между ними - дисбаланс по притоку или вытяжке подается (удаляется) в общее помещение (коридор).

Если суммарная вытяжка превышает приток, то дисбаланс по притоку компенсируется наружным воздухом, поступающим в здание неорганизованно (через неплотности в оконных и дверных проемах), что недопустимо в холодный период времени года. В данном случае производительность приточной системы вентиляции необходимо увеличить на величину соответствующую дисбалансу с подачей в коридор здания.

Дисбаланс по вытяжке (расход приточного воздуха больше удаляемого) допустим, так как в данном случае имеет место истечение приточного воздуха через не плотности из здания в атмосферу, что препятствует процессу инфильтрации

Таблица 6.2 - Расчетные воздухообмены

Помещение	Объем м ³	Период года	Приточная вентиляция				Вытяжная вентиляция				
			Местная $\sum L_{м.п}$, м ³ /ч	Общественная $L_{пр}$ м ³ /ч	Естественная $L_{пр}^E$ м ³ /ч	Температура	Местная $\sum L_{м.о}$ м ³ /ч	Общественная $L_{выт}$ м ³ /ч	Естественная $L_{выт}^E$	Всего	Температура $t_{ух}$ °С
Горячий и холодный цех	845/845	ТПГ	-	9442	-	33,2	-	7542	-	9442	35,6
		ХПГ	-	8529	-	16	-	6630	-	8529	20
		ППГ	-	8529	-	20	-	6630	-	8529	26,1

7 Аэродинамический расчет воздуховодов

7.1 Аэродинамический расчет приточной механической системы вентиляции

Аэродинамический расчет приточной системы с механическим побуждением сводится к определению диаметров сечения воздуховодов на различных участках вентиляционной сети d , мм, а также потерь давления на этих участках P , Па, при заданном расходе воздуха L , м³/ч, и рекомендуемой скорости v , м/с.

Участок – это отрезок воздуховода, характеризующийся постоянным расходом воздуха. Границами между отдельными участками являются тройники.

При увязке ответвлений расхождение в потерях давления должно быть не более 15 %, если воздух поступает в одно помещение (цех) и не более 10 %, если воздух поступает в разные помещения (цеха).

При проектировании вентиляционных систем следует использовать унифицированные детали воздуховодов, за исключением систем аспирации и пневмотранспорта.

Воздуховоды, по которым транспортируется незапыленный воздух, обычно рассчитываются методом удельных потерь давления на трение по следующей формуле:

$$P = R \cdot l + Z, \text{ Па}$$

где P – потери давления на участке воздуховода, Па;

R – удельные потери давления на трение, Па/м;

l – длина участка воздуховода, м;

Z – потери давления в местных сопротивлениях, Па, определяемые по выражению:

$$Z = \sum \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2},$$

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		31

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода;

ρ – плотность воздуха, кг/м³, $\rho=1,2$;

v – скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с.

Рекомендуется принимать следующие скорости воздуха в воздуховодах производственных зданий:

- 1) в магистралях до 12 м/с;
- 2) в ответвлениях до 6 м/с.

Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции приведен в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции с механическим побуждением

№ участка	L, м ³ /час	l, м	V, м/с	dp, мм	d, мм	Vфакт, м/с	Re	λ	$\lambda \cdot l/d$	$\sum \zeta$	Rдин, Па	ΔP , Па
1	44	1	5	0,056	0,14	0,6	5708	0,036874	0,263384	1,6	0,2	6,2
2	22	1	5	0,039	0,14	0,3	2854	0,043537	0,31098	1,6	0,1	5,9
3	100	4,8	5	0,084	0,14	1,4	12973	0,030558	1,047713	2,4	1,2	21,5
4	100	1	5	0,084	0,14	1,4	12973	0,030558	0,218274	1,6	1,2	8,0
5	90	1	5	0,080	0,14	1,3	11676	0,031279	0,223424	1,6	1,0	19,1
6	42	1	5	0,055	0,14	0,6	5449	0,037281	0,266294	1,6	0,2	6,2
7	30	1,1	5	0,046	0,14	0,4	3892	0,040395	0,31739	1	0,1	17,4
8	20	1,1	5	0,038	0,14	0,3	2595	0,044557	0,350094	1	0,0	5,9
9	83	1	5	0,077	0,14	1,2	10768	0,031851	0,227507	1,6	0,8	7,3
10	48	1	5	0,058	0,14	0,7	6227	0,036127	0,258047	1,6	0,3	6,3
11	319	1	5	0,150	0,14	4,5	41384	0,024238	0,173131	1,6	12,3	36,7
12	217	1	5	0,124	0,14	3,1	28152	0,026018	0,185841	1,6	5,7	19,1
13	200	1	5	0,119	0,14	2,8	25946	0,026434	0,188817	1,6	4,8	14,4
14	39	1	5	0,053	0,14	0,6	5060	0,037941	0,271011	1,6	0,2	6,1
15	296	1	5	0,145	0,14	4,2	38401	0,02456	0,175429	1,6	10,6	27,7
16	220,5	1,1	5	0,125	0,14	3,1	28606	0,025938	0,203797	1	5,9	21,1
17	220,5	1,1	5	0,125	0,14	3,1	28606	0,025938	0,203797	1	5,9	21,1
18	185	1	5	0,114	0,14	2,6	24000	0,026846	0,191755	1,6	4,1	13,2
19	315	1,1	5	0,149	0,14	4,5	40865	0,024292	0,190864	1,6	12,0	30,4
20	72	1	5	0,071	0,14	1,0	9341	0,032892	0,234941	1,6	0,6	6,9
21	266	1	5	0,137	0,14	3,8	34509	0,025039	0,178852	1,6	8,5	24,2

Таблица 7.2 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции – В1

В1																	
№ участка	L, м ³ /час	l, м	V, м/с	dp, мм	Sт, м ²	a, м	b, м	Sф, м ²	d, мм	Vфакт, м/с	Re	λ	$\lambda \cdot l/d$	$\sum \zeta$	Rдин, Па	ΔP , Па	ΔP м-ль, Па
Главная магистраль																	
1	316,8	6,	5	0,15					0,16	4,4	4582	0,0235	0,9134	3	11,5	65,	65,0

	6	2		0							0	73	56			0	4
2	950,5 8	4, 1	5	0,25 9	0,05 3	0,25 0	0,25 0	0,06 3	0,25	4,2	6905 9	0,0212 19	0,3479 94	3	10,7	35, 9	100, 90
3	1267, 42	4, 2	5	0,29 9	0,07 0	0,30 0	0,25 0	0,07 5	0,27 3	4,7	8370 7	0,0203 83	0,3139 02	1	13,2	17, 4	118, 27
4	2218	1, 5	5	0,39 6	0,12 3	0,40 0	0,30 0	0,12 0	0,34 3	5,1	1150 98	0,0189 59	0,0829 46	1	15,8	17, 1	135, 40
Дополнительная магистраль																	
6	316,8 6	6, 2	5	0,15 0					0,16	4,4	4582 0	0,0235 73	0,9134 56	5	11,5	88, 1	88,1
7	950,5 8	3, 2	5	0,25 9	0,05 3	0,25 0	0,20 0	0,05 0	0,22 2	5,3	7673 3	0,0210 31	0,3028 46	1	16,7	21, 8	109, 9
участки																	
8	316,8 6	2, 2	5	0,15 0					0,16	4,4	4582 0	0,0235 73	0,3241 3	3	11,5	58, 3	
9	316,8 6	2, 2	5	0,15 0					0,16	4,4	4582 0	0,0235 73	0,3241 3	3	11,5	58, 3	
10	633,7 2	1, 4	5	0,21 2					0,22 5	4,4	6516 6	0,0216 04	0,1344 26	2	11,8	45, 1	
11	316,8 6	1, 8	5	0,15 0					0,16	4,4	4582 0	0,0235 73	0,2651 97	3	11,5	57, 6	
12	316,8 6	2, 2	5	0,15 0					0,16	4,4	4582 0	0,0235 73	0,3241 3	3	11,5	58, 3	
13	316,8 6	2, 2	5	0,15 0					0,16	4,4	4582 0	0,0235 73	0,3241 3	3	11,5	58, 3	
14	633,7 2	1, 4	5	0,21 2					0,22 5	4,4	6516 6	0,0216 04	0,1344 26	1, 5	11,8	39, 2	

Таблица 7.3 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции – В2

В2																	
№ у ч- ка	L, м3/ч ас	l, м	V, м/ с	dp, мм	Стр , м2	a, м	b,м	Sф, м2	d, мм	Vфа кт, м/с	Re	λ	λ*/d	Σ ξ	Рди н, Па	Δ Р, Па	ΔР м- ль, Па
1	784,4	1, 8	5	0,2 36	0,0 44	0,2 50	0,2 00	0,0 50	0,2 22	4,4	6331 8	0,0217 34	0,1760 43	1	11,4	33, 4	33,4 0
2	1568, 8	1, 8	5	0,3 33	0,0 87	0,3 00	0,3 00	0,0 90	0,3	4,8	9497 7	0,0197 98	0,1187 87	1	14,1	15, 7	49,1 4
3	2353, 2	1, 8	5	0,4 08	0,1 31	0,4 00	0,3 00	0,1 20	0,3 43	5,4	1221 14	0,0187 74	0,0985 64	1	17,8	19, 6	68,7 0
4	3137, 6	1, 8	5	0,4 71	0,1 74	0,4 00	0,4 00	0,1 60	0,4	5,4	1424 66	0,0180 64	0,0812 9	1	17,8	19, 3	87,9 5
5	3922	5, 2	5	0,5 27	0,2 18	0,5 00	0,4 00	0,2 00	0,4 44	5,4	1582 96	0,0175 95	0,2058 58	1	17,8	21, 5	109, 41

Таблица 7.4 – Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции – П1

Система П1																	
№ у- чка	L, м3/ час	l, м	V, м/ с	dp, мм	Стр , м2	a, м	b,м	Sф, м2	dэ, мм	Vфа кт, м/с	Re	λ	λ*/d	Σξ	Рди н, Па	Δ Р, Па	Δ Р м- ль, Па
Главная магистраль																	
1-2	878	3	5	0,2 49	0,0 49				0,3 15	3,1	6448 9	0,021 17	0,201 62	1, 5	5,9	10 ,0	22 ,3
2-3	175 6	2	5	0,3 53	0,0 98	0,4 00	0,3 00	0,1 20	0,1 6	4,1	4252 4	0,023 888	0,298 601	0, 52	9,9	8, 1	30 ,4
3-4	351 2	3	5	0,4 99	0,1 95	0,5 00	0,4 00	0,2 00	0,4 44	4,9	1417 48	0,017 922	0,120 977	0, 52	14, 3	9, 2	39 ,5
4-5	526	2	5	0,6	0,2	0,6	0,5	0,3	0,5	4,9	1739	0,017	0,062	0,	14,	8,	47

	8			11	93	00	00	00	45		63	028	436	52	3	3	,8
5-6	702 3	1	5	0,7 05	0,3 90	0,6 00	0,8 00	0,4 80	0,6 86	4,1	1822 21	0,016 603	0,024 213	1, 2	9,9	12 ,1	60 ,0
6-7	747 3	1 1	5	0,7 27	0,4 15	0,6 00	0,8 00	0,4 80	0,6 86	4,3	1938 97	0,016 42	0,263 408	0, 02	11, 2	3, 2	63 ,2
7-8	105 34	1	5	0,8 63	0,5 85	0,6 00	1,0 00	0,6 00	0,7 5	4,9	2391 54	0,015 725	0,020 967	1, 2	14, 3	17 ,4	80 ,6
8-9	105 94	4	5	0,8 66	0,5 89	0,6 00	1,0 00	0,6 00	0,7 5	4,9	2405 16	0,015 71	0,083 788	0, 3	14, 4	5, 5	86 ,1
Дополнительная магистраль																	
10-11	481, 5	7	5	0,1 85	0,0 27	0,3 00	0,1 00	0,0 30	0,1 5	4,5	4372 6	0,023 882	1,114 489	0, 3	11, 9	16 ,9	23 ,4
11-12	901, 5	6	5	0,2 53	0,0 50	0,4 00	0,1 50	0,0 60	0,2 18	4,2	5954 0	0,022 001	0,605 04	0, 02	10, 5	6, 5	29 ,9
12-13	146 5	1	5	0,3 22	0,0 81	0,5 00	0,2 00	0,1 00	0,2 86	4,1	7602 3	0,020 66	0,072 311	0	9,9	0, 7	30 ,6
13-14	166 4	2	5	0,3 43	0,0 92	0,5 00	0,2 00	0,1 00	0,2 86	4,6	8634 9	0,020 201	0,141 409	0, 02	12, 8	2, 1	32 ,7
14-15	172 0	6	5	0,3 49	0,0 96	0,6 00	0,2 00	0,1 20	0,3	4,0	7809 8	0,020 49	0,409 809	0	9,5	3, 9	36 ,6
15-16	193 4	2	5	0,3 70	0,1 07	0,6 00	0,2 00	0,1 20	0,3	4,5	8781 5	0,020 068	0,133 784	0, 6	12, 0	8, 8	45 ,4
16-17	216 6	4	5	0,3 92	0,1 20	0,6 00	0,2 00	0,1 20	0,3	5,0	9835 0	0,019 681	0,262 413	0, 02	15, 1	4, 3	49 ,7
17-18	243 7	2	5	0,4 15	0,1 35	0,6 00	0,2 50	0,1 50	0,3 53	4,5	1041 46	0,019 242	0,109 036	1, 2	12, 2	16 ,0	65 ,7
18-19	277 8	7	5	0,4 43	0,1 54	0,6 00	0,3 00	0,1 80	0,4	4,3	1121 23	0,018 818	0,329 314	0	11, 0	3, 6	69 ,3
19-20	303 2	5	5	0,4 63	0,1 68	0,6 00	0,3 00	0,1 80	0,4	4,7	1223 74	0,018 532	0,231 655	0	13, 1	3, 0	72 ,3
20-21	301 8,5	1, 5	5	0,4 62	0,1 68	0,6 00	0,3 00	0,1 80	0,1 6	4,7	4873 2	0,023 321	0,218 637	0	13, 0	2, 8	75 ,2
21-7	306 1	1, 5	5	0,4 65	0,1 70	0,6 00	0,3 00	0,1 80	0,1	4,7	3088 6	0,026 166	0,392 488	0	13, 4	22 ,5	97 ,6

					МИВУ 080301.001 ПЗ												Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата													34

Заключение

В проделанной курсовой работе мы определяли расход приточного воздуха и требуемую кратность воздухообмена для вентиляции горячего цеха без внутренних стен и перекрытий, для заданных условий, также определили расход воздуха для общеобменной вентиляции цеха. Определить расход приточного воздуха в теплый и холодный период года для помещения цеха при кондиционировании. Рассчитали систему приточно-вытяжных воздуховодов согласно разработанной схеме. Начертили систему вентиляции в масштабе, согласно исходных данных, в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

Список использованных источников

1. СНиП 41-01–2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М. : ФГУП ЦПП, 2004.

2. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменениями N 1, 2). – М., 2012.

3. 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).

4. 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).

5. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. I. Отопление / В.Н.Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканапи и др.; Под ред. И.Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 1990. - 344с.: ил. (Справочник проектировщика).

6. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование. /Под ред. проф. Б. М. Хрусталева – М.: Изд-во АСВ, 2005. – 576 с., 129 ил.

					МИВУ 080301.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		36