

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Институт «Архитектурно-строительный»
Кафедра «Градостроительство, инженерные сети и системы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

Заместитель директора

_____ В.Р. Гатина

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой,

к.т.н., доцент

_____ Д.В. Ульрих

_____ 2018 г.

Вентиляция торгового комплекса «Магнит», г. Ижевск

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 13.03.01.2018.248.11. ПЗ ВКР

Консультанты:

Раздел «Автоматизация»

к.т.н., доцент

_____ С.В. Панфёров

_____ 2018 г.

Руководитель проекта:

преподаватель

_____ Н.Г. Сорокина

_____ 2018 г.

Автор проекта:

студент группы АС-432

_____ В.М. Захарова

_____ 2018 г.

Нормоконтролер:

старший преподаватель

_____ Ю.В. Дорофеева

_____ 2018 г.

Челябинск 2018

АННОТАЦИЯ

Захарова В.М. Вентиляция торгового комплекса «Магнит», г. Ижевск– Челябинск: ЮУрГУ, АС-432; 2018, 68 с., библиографический список – 21 наим., 5 прил., 7 листов чертежей ф. А1

В выпускной квалификационной работе разработаны вентиляция и кондиционирование воздуха торгового комплекса. Проект сделан в соответствии с требованиями противопожарных норм, предъявляемыми к зданиям и помещениям общественного назначения соответствующего профиля.

В специальной части были определены основные конструктивные решения по системам вентиляции и кондиционирования, выполнены следующие расчеты:

- определение воздухообменов в помещениях;
- аэродинамический расчет систем вентиляции;
- подбор оборудования.

В разделе автоматика разработана автоматизация приточно-вытяжной системы с теплоутилизатором для торгового зала.

					13.03.01.2018.248.11 ПЗ ВКР			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Заф. Каф.	Ульрих Д.В.				Вентиляция торгового комплекса «Магнит», г. Ижевск	Стадия	Лист	Листов
Н.контроль	Дорофеева Ю.В.						3	70
Руководитель	Сорокина Н.Г.					Кафедра ГИСиС		
Консультант	Сорокина Н.Г.							
Дипломник	Захарова В.М.							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЪЕКТА И РАЙОНА СТРОИТЕЛЬСТВА, ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ПОМЕЩЕНИЙ.....	7
2 РАСЧЕТНЫЕ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА. ДОПУСТИМЫЕ САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ ПРОЕКТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА	9
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ И РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ ВРЕДНОСТЕЙ. СОСТАВЛЕНИЕ ТАБЛИЦЫ ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ.....	11
3.1 Расчет выделений тепла, влаги, углекислого газа от людей в торговом зале.....	11
3.2 Расчет тепlopоступлений от искусственного освещения.....	13
3.3 Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации.....	13
3.4 Расчет тепlopоступлений от электрооборудования.....	18
3.5 Составление таблицы вредных выделений.....	18
4 РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА.....	20
4.1 Расчет воздухообмена в торговой зале и построение процесса на I-d диаграмме для теплого периода.....	20
4.2 Расчет воздухообмена в торговом зале и построение процесса на I- d диаграмме для холодного периода.....	22
4.3 Итоги расчета воздухообмена в зрительном зале.....	23
5. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ВО ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ ПО НОРМАТИВНОЙ КРАТНОСТИ.....	24
5.1 Расчет воздухообмена в дефростерной мяса (116).....	29
5.2 Расчет воздухообмена в дефростерной замороженной птицы	
5.3 Расчет воздухообмена в цехе гриль (123).....	31
6. ПОДБОР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ.....	33
7. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	36
8 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	41
8.1 Характеристика объекта регулирования.....	41
8.2 Техническое задание.....	41
8.3 Параметры регулирования объекта и их контроль.....	42
8.4 Защитные функции и блокировки при авариях.....	43

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

130301.2018.11.248 ПЗ ВКР

Лист

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	45
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	46
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	48
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	50
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	55
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	64
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	66

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время к общественным зданиям предъявляются достаточно высокие требования по их архитектурно-эстетическим решениям, интерьеру, дизайну, применяемому оборудованию. Поэтому необходимо проектировать системы вентиляции и кондиционирования воздуха высокого качества с применением новейшего вентиляционного оборудования и изделий. Применяемое в проектах оборудование должно быть надежным в работе, простым в эксплуатации и удовлетворять требованиям ремонтпригодности. Основная задача выполнения проекта вентиляции общественного здания - обеспечение эффективной работы вентиляционных систем, способствующих улучшению условий нахождения людей непосредственно в этом здании.

Эффективность систем вентиляции, их технико-экономические характеристики зависят не только от правильно принятой технологической схемы системы и достоверности проведенных расчетов, но и от правильно организованных монтажа, наладки и эксплуатации, которые так же закладываются на стадии проектирования.

В проекте используются системы приточной и вытяжной механической и естественной вентиляции.

Цель дипломного проекта – разработать проект по вентиляции и кондиционированию воздуха торгового комплекса, г. Ижевск Удмуртской области. Для достижения этой цели поставлен ряд задач, выполнению которых посвящен дипломный проект.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР					

1 ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА И РАЙОНА СТРОИТЕЛЬСТВА, ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Место нахождения объекта – г. Ижевск, Удмуртской Республики. Объектом проектирования является система вентиляции общественного одноэтажного здания – торгово-досуговый комплекс «Магнит». Ориентация главного фасада западная.

Высота этажа составляет 7,6 метров.

Здание торгово-досуговый комплекс «Магнит» запроектировано одноэтажным, отдельностоящим. Технико-экономические показатели: строительный объем здания составляет 26136 м³; общая площадь здания 3439 м²; площадь торгового зала 2034 м²; количество посетителей 250 чел.

Торговый комплекс предназначен для продажи продовольственных товаров широкого ассортимента и сопутствующих товаров. Форма продажи товаров магазина — самообслуживание с частичной реализацией «через продавца».

Магазин рассчитан на продажу товаров разных видов и групп:

- рыбная и мясная гастрономия;
- замороженные овощи, мясо, птица, морепродукты;
- хлебобулочные и кондитерские изделия;
- свежие фрукты и овощи;
- алкогольные и безалкогольные напитки;
- свежие овощи и фрукты;
- молочные и кисломолочные продукты;
- консервированные продукты;
- изделия гриль;
- бакалея.

В здании находится продовольственный магазин, арендные помещения, также запроектированы помещения хранения, производства и подготовки товара. Для персонала гипермаркета предусмотрены душевые, гардеробные, комната приема пищи и отдельные санузлы. Административные помещения включают в себя: кабинет директора, кабинет менеджера, главная касса, помещение охраны, комната дознания, помещение системотехника, помещение видеонаблюдения и операторские. Технические помещения: электрощитовая, водомерный узел, ИТП, помещение хранения ртутных ламп, вентиляционные камеры. Подсобные помещения: кладовая завхоза,

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

помещение уборочного инвентаря, помещение поломоечных машин, моечные мусорных баков и оборотной тары, помещение прессования картона, низкотемпературные камеры пищевых отходов. Зона разгрузки оборудована тремя портами.

Планировка помещений торгового комплекса обеспечивает выполнение санитарных и противопожарных требований. Состав и площади помещений обеспечивают требуемые условия для соблюдения санитарно-эпидемических требований к организации торговли, продовольственного сырья и продуктов, оказания услуг, создания комфортных условий для работы сотрудников комплекса.

В здании мегамаркета «Магнит» запроектирована приточно-вытяжная вентиляция с механическим и естественным побуждением.

Воздуховоды, проходящие по улице покрыть озожуховкой из оцинкованной стали.

Мероприятия по снижению шума.

В проекте предусмотрены следующие мероприятия:

- установка гибких вставок на воздуховодах в местах присоединения к вентиляторам;
- установка шумоглушителей на воздуховодах;

Защита вентиляционных систем от химической коррозии.

С целью защиты вентиляционного оборудования от химической коррозии в проекте предусмотрено следующее:

- воздуховоды выполнить из оцинкованной стали;
- окраска наружной поверхности металлоконструкций вентустановок масляной краской на два раза.

2 РАСЧЕТНЫЕ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА. ДОПУСТИМЫЕ САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ ПРОЕКТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

Расчётные параметры наружного воздуха для проектирования системы вентиляции принимаются по СП 131.13330.2012 «Строительная климатология» [1]. Характеристики наружного воздуха для теплого периода принимаются по параметрам А согласно таблице 4.1 [1] для систем вентиляции, а для систем кондиционирования по параметрам Б. Для холодного периода характеристики для систем вентиляции и кондиционирования принимаются по параметру Б – согласно таблице 3.1 [1]. Все найденные расчётные параметры наружного воздуха представлены в таблице 1.

Таблица 2.1 – Расчетные параметры наружного воздуха для систем вентиляции для вспомогательных помещений

Наименование параметра	Теплый период (А)	Холодный период (Б)
Температура t_n , °С	23	-33
Удельная энтальпия, кДж/кг	49,8	-29,7
Скорость ветра, м/с	1	4,1
Барометрическое давление, гПа	997	997

Таблица 2.2 – Расчетные параметры наружного воздуха для систем вентиляции с охлаждением в торговом зале

Наименование параметра	Теплый период (Б)	Холодный период (Б)
Температура t_n , °С	27	-33
Удельная энтальпия, кДж/кг	49,8	-29,7
Скорость ветра, м/с	1	4,1
Барометрическое давление, гПа	997	997

Параметрами микроклимата при проектировании системы вентиляции задаются согласно пункту 5.1 из СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» [2]. В холодный период в обслуживаемой зоне жилых помещений температуру воздуха принимают минимальную из оптимальных температур по таблице 3 из ГОСТа 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении» [3].

В теплый период года в обслуживаемой или рабочей зоне помещений температуру воздуха принимают не более чем на 3 °С выше расчетной наружной температуры по параметрам А для общественных и административно-бытовых помещений и не более чем на 4 °С для производственных помещений, но более максимально допустимой температуры по приложению А [2].

Параметры микроклимата при кондиционировании помещений следует предусматривать в пределах оптимальных параметров по таблице 3 из [3] в обслуживаемой зоне.

Таблица 2.3 – Расчетные параметры внутреннего воздуха для систем вентиляции для вспомогательных помещений

Наименование параметра	Теплый период	Холодный период
Температура $t_{в}$, °С	26	16
Относительная влажность, %	≤ 65	≤ 60
Подвижность воздуха, м/с	$\leq 0,5$	$\leq 0,3$

Таблица 2.4 – Расчетные параметры внутреннего воздуха для систем вентиляции с охлаждением в торговом зале

Наименование параметра	Теплый период	Холодный период
Температура $t_{в}$, °С	25-27	18-20
Относительная влажность, %	60-30	45-30
Подвижность воздуха, м/с	$\leq 0,15$	$\leq 0,3$

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ И РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ВЫДЕЛЯЮЩИХСЯ ВРЕДНОСТЕЙ. СОСТАВЛЕНИЕ ТАБЛИЦЫ ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ

3.1 Расчет выделений тепла, влаги, углекислого газа от людей в торговом зале.

От людей выделяется: явное тепло, скрытое тепло, влага и углекислый газ. Тепло – и влагопоступления зависят от тяжести выполняемой работы и температуры в помещении.

Теплопоступления от людей рассчитываются по методике, представленной в учебнике Краснова Ю.С «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий» [4] по следующим формулам

$$Q_{\text{я}}=q_{\text{я}}\cdot N \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{п}}= q_{\text{п}}\cdot N \quad (3.2)$$

$$M_{\text{w}}=m_{\text{w}}\cdot N \quad (3.3)$$

$$M_{\text{CO}_2}=m_{\text{CO}_2}\cdot N \quad (3.4)$$

где, N-количество человек в помещении. По техническому заданию торговый зал рассчитан на количество людей в размере 250 человек. Согласно статистическим данным в торговом зале принимается 50% мужчин, 40% женщин и 10% детей. Следовательно, 125 мужчин, 100 женщины и 25 детей;

В магазинах самообслуживания количество рабочих мест рассчитывается в зависимости от площади торгового зала: 100 м² включительно на одного сотрудника — в продовольственных магазинах согласно СП 1.13130.2009 «Системы противопожарной защиты» [5].

$$N = \frac{F}{100}, \quad (3.5)$$

F – площадь помещения, F=2034 м², определяется по плану;

$$N_{\text{п}} = \frac{2034}{100} = 20,34 \approx 21 \text{ чел,}$$

Таким образом, в торговом зале работают 11 мужчин и 10 женщин.

$q_{\text{п}}$ и $q_{\text{я}}$ – удельное выделение полного и явного тепла взрослым мужчиной, Вт/чел, определяется согласно таблице 20 справочнику «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий» Краснов Ю.С. [4];

m_{w} – удельное выделение влаги взрослым мужчиной, г/ч, определяется согласно таблице 20 [4];

m_{CO_2} - удельное выделение углекислого газа взрослым мужчиной, л/ч, определяется согласно таблице 23 [4].

Зимний период $t_B=18^\circ C$.

При температуре воздуха в помещении $18^\circ C$ при легкой нагрузке посетителей $q_{я}=108$ Вт; $q_{п}=154$ Вт; $m_w=67$ г/ч; $m_{CO_2}=25$ л/ч.

$$Q_{я} = 125 \cdot 108 + 0,85 \cdot 100 \cdot 108 + 0,75 \cdot 25 \cdot 108 = 24705 \text{ Вт};$$

$$Q_{п} = 125 \cdot 154 + 0,85 \cdot 100 \cdot 154 + 0,75 \cdot 25 \cdot 148 = 35228 \text{ Вт};$$

$$M_w = 125 \cdot 67 + 0,85 \cdot 100 \cdot 67 + 0,75 \cdot 25 \cdot 67 = 15326 \text{ г/ч};$$

$$M_{CO_2} = 125 \cdot 25 + 0,85 \cdot 100 \cdot 25 + 0,75 \cdot 25 \cdot 25 = 5719 \text{ л/ч};$$

При температуре воздуха в помещении $18^\circ C$ при средней работе персонала $q_{я}=117$ Вт; $q_{п}=207$ Вт; $m_w=128$ г/ч; $m_{CO_2}=35$ л/ч.

$$Q_{я} = 11 \cdot 117 + 0,85 \cdot 10 \cdot 117 = 2282 \text{ Вт};$$

$$Q_{п} = 11 \cdot 207 + 0,85 \cdot 10 \cdot 207 = 4037 \text{ Вт};$$

$$M_w = 11 \cdot 128 + 0,85 \cdot 10 \cdot 128 = 2496 \text{ г/ч};$$

$$M_{CO_2} = 11 \cdot 35 + 0,85 \cdot 10 \cdot 35 = 683 \text{ л/ч};$$

Суммарные тепlopоступления от людей, находящихся в торговом зале:

$$Q_{я} = 24705 + 2282 = 26987 \text{ Вт};$$

$$Q_{п} = 35228 + 4037 = 39264 \text{ Вт};$$

$$M_w = 15326 + 2496 = 17822 \text{ г/ч};$$

$$M_{CO_2} = 5719 + 683 = 6401 \text{ л/ч};$$

Теплый период $t_B=25^\circ C$

При температуре воздуха в помещении $25^\circ C$ при легкой нагрузке $q_{я}=100$ Вт; $q_{п}=150$ Вт; $m_w=75$ г/ч; $m_{CO_2}=25$ л/ч.

$$Q_{я} = 125 \cdot 100 + 0,85 \cdot 100 \cdot 100 + 0,75 \cdot 25 \cdot 100 = 22875 \text{ Вт};$$

$$Q_{п} = 125 \cdot 150 + 0,85 \cdot 100 \cdot 150 + 0,75 \cdot 25 \cdot 150 = 34312 \text{ Вт};$$

$$M_w = 125 \cdot 75 + 0,85 \cdot 100 \cdot 75 + 0,75 \cdot 25 \cdot 75 = 17156 \text{ г/ч};$$

$$M_{CO_2} = 125 \cdot 25 + 0,85 \cdot 100 \cdot 25 + 0,75 \cdot 25 \cdot 25 = 5719 \text{ л/ч};$$

При температуре воздуха в помещении $25^\circ C$ при средней тяжести работы персонала $q_{я}=105$ Вт; $q_{п}=205$ Вт; $m_w=140$ г/ч; $m_{CO_2}=35$ л/ч.

$$Q_{я} = 11 \cdot 105 + 0,85 \cdot 10 \cdot 105 = 2048 \text{ Вт};$$

$$Q_{п} = 11 \cdot 205 + 0,85 \cdot 10 \cdot 205 = 3998 \text{ Вт};$$

$$M_w = 11 \cdot 140 + 0,85 \cdot 10 \cdot 140 = 2730 \text{ г/ч};$$

$$M_{CO_2} = 11 \cdot 35 + 0,85 \cdot 10 \cdot 35 = 683 \text{ л/ч};$$

Суммарные тепlopоступления от людей, находящихся в торговом зале:

$$Q_{я} = 22875 + 2048 = 24923 \text{ Вт};$$

$$Q_{п} = 34312 + 3998 = 38310 \text{ Вт};$$

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_w=17156+2730=19886 \text{ г/ч;}$$

$$M_{CO_2}=5719+683=6401 \text{ л/ч;}$$

3.2 Расчет тепlopоступлений от искусственного освещения

Тепlopоступления от источников искусственного освещения определяется по формуле:

$$Q_{ио}=q_{осв} \cdot E \cdot F \cdot \eta_{осв} \quad (3.6)$$

где, $q_{осв}$ – удельное тепловыделение от светильника, Вт/лк·м², для люминесцентных ламп и светильников прямого света $q_{осв}=0,067$ Вт/(м²·лк) согласно таблице 18 справочнику «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий» Краснов Ю.С. [4];

E - нормативная освещенность, для торгового зала E=400лк согласно таблице 17 [4];

F – площадь пола помещения, F=2034 м², определяется по плану;

$\eta_{осв}$ – доля тепловой энергии, попадающей в помещение, для люминесцентных ламп, расположенных в рабочей зоне $\eta_{осв}=0,45$.

$$Q_{ио}=0,067 \cdot 400 \cdot 2034 \cdot 0,45=24530 \text{ Вт}$$

3.3 Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации

Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации проводится только для теплого периода и сравнивается с тепlopоступлениями от искусственного освещения. Для расчета тепlopоступлений принимается большее значение.

В торговом зале магазина нет окон, то нет тепlopоступлений от солнечной радиации, проходящих через окна. Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации проводится только для стен и покрытий.

Для того, чтобы произвести этот расчет необходимо знать сопротивление теплопередаче наружной стены.

Стены торгового комплекса «Магнит» выполнен из сэндвич-панелей Armax Bukker.

Сэндвич-панель состоит из:

1. Оцинкованная тонколистовая сталь с многослойной отделкой;
2. Конструкционные ламели минеральной ваты на основе базальтового волокна;
3. Оцинкованная тонколистовая сталь с многослойной отделкой;

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР					

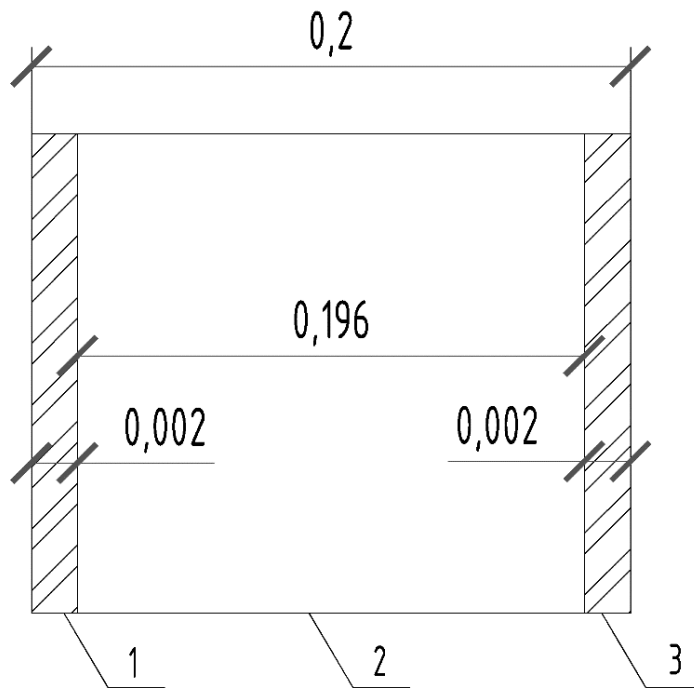


Рисунок 3.1 – Структура стеновых панелей

Таблица 3.1 – Теплотехнические показатели материалов конструкций наружной стены

Вид ограждения	№ слоя	Материал слоя	Толщина δ , м	Теплопроводность λ , Вт/(м ² ·°С)
Наружная стена	1	Тонколистовая сталь	0,002	58
	2	Минеральная вата	0,196	0,038
	3	Тонколистовая сталь	0,002	58

1) Рассчитаем градусо-сутки отопительного периода (ГСОП):

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{в}} - t_{\text{от}}) \cdot Z_{\text{от}} \quad (3.7)$$

$t_{\text{в}}$ - расчётная температура внутреннего воздуха здания для холодного периода в °С, принимается минимальной из допустимых по [3];

$t_{\text{от}}$ -средняя температура наружного воздуха отопительного периода, °С. Принимается по таблице 3.1 [1];

$Z_{\text{от}}$ -продолжительность отопительного периода, сут/год; принимается по таблице 3.1 [1].

$$\text{ГСОП} = (16 - (-5,6)) \cdot 219 = 4730 \text{ °С} \cdot \text{сут/год}$$

2) Рассчитаем нормируемое сопротивление теплопередаче $R_0^{\text{норм}}$ наружной стены методом интерполяции по данным ГСОП. $R_0^{\text{норм}}$ принимается по таблице 3 из СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий» [6]; $R_0^{\text{тп}} = 2,62$ ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$)/Вт.

$$R_0^{\text{норм}} = m_p \cdot R_0^{\text{тп}} \quad (3.8)$$

m_p – коэффициент учитывающий особенности региона строительства здания. В расчете принимается равным 1

$$R_0^{\text{норм}} = 1 \cdot 2,62 = 2,62 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$$

Определим фактическое сопротивление теплопередаче наружной стены: $R_0^{\text{факт}}$, ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$)/Вт :

$$R_0^{\text{факт}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\sum \delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}, \quad (3.9)$$

где, $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, принимается по таблице 4 из [5]. Для внутренних поверхностей стен равен 8,7 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$);

δ – толщина материала, м;

λ – расчетный коэффициент теплопроводности материала, Вт/м²·°C, принимается согласно приложению Г из [6].

R – сопротивление теплопередаче материала, ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$)/Вт;

$\alpha_{\text{н}}$ – коэффициенты теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, который для наружной стены равен 23 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$), определяется по таблице 6 из [6].

С учетом коэффициента теплотехнической неоднородности $\gamma=0,8$ (применяется только для наружных стен):

$$R_0^{\text{факт}} = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,196}{0,038} + \frac{0,002 \cdot 2}{58} + \frac{1}{23} \right) \cdot 0,8 = 5,1 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт};$$

Фактическое сопротивление теплопередаче отдельных ограждающих конструкций должно быть не менее нормируемого сопротивления теплопередаче.

$$R_0^{\text{факт}} > R_0^{\text{норм}}$$

$$5,1 > 2,62$$

Условие выполняется, конструкция отвечает требованиям.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

Так же для расчета тепlopоступлений от солнечной радиации через покрытие необходимо рассчитать условную температуру воздуха под покрытием. Рассчитывается по формуле

$$t_{ny} = t_{n.c.p.} + \frac{\rho_{п} \cdot q_{ср}}{\alpha_n}, \quad (3.10)$$

где, $t_{n.c.p.}$ – средняя температура наружного воздуха наиболее жаркого месяца, °C, принимается согласно таблице 4.1 [1];

$\rho_{п}$ – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхности покрытия, принимается согласно приложению И из [6], для стали кровельной оцинкованной $\rho_{п} = 0,65$;

$q_{ср}$ – среднесуточный тепловой поток солнечной радиации на горизонтальную поверхность, Вт/м²;

α_n – коэффициент теплопередачи наружной поверхности покрытия, Вт/м²·°C, определяется по формуле

$$\alpha_n = 8,7 + 2,6 \cdot \sqrt{v}, \quad (3.11)$$

где, v – минимальная из средних скоростей ветра по румбам за июль, м/с, принимается согласно таблице 3.1 [1].

$$\alpha_n = 8,7 + 2,6 \cdot \sqrt{1} = 11,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$$

Тогда,

$$t_{ny} = 26 + \frac{0,65 \cdot 328}{11,3} = 44,9 \text{ °C}.$$

Расчет тепlopоступлений от солнечной радиации через стены и покрытие проводится в программе Sunny Radiation.

Площадь стены и покрытия определяем по плану. Ориентацию стен определяем по заданию.

Коэффициент поглощению солнечной радиации поверхностью стены принимаем по приложению И из СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий» [6], для стали листовой, окрашенной белой краской $\rho_{п} = 0,45$. Коэффициент поглощения солнечной радиации поверхности покрытия, принимается согласно приложению И [6], для стали кровельной оцинкованной $\rho_{п} = 0,65$.

Среднюю температуру наружного воздуха, скорость ветра и суточную амплитуду наружного воздуха определяют по таблице 4.1 из СП 131.13330.2012 «Строительная климатология» [1]. Температуру внутреннего воздуха определяют по пункту 2, таблице 2.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

Исходные данные | Окна | Итого :

Окна

Высота окна : $H = 1.5$ м С СВ
 Ширина окна : $B = 2$ м В ЮВ
 Длина горизонт. эл-тов затенения : $L_g = 0.3$ м Ю ЮЗ
 Длина вертик. эл-тов затенения : $L_v = 0.3$ м З СЗ
 Расстояние от горизонтального : $a = 0$ м
 и вертикального : $c = 0$ м
 элементов затенения до откоса светового проёма

Количество однотипных одинаково направленных окон : 1 шт.
 Площадь световых проёмов : $F_{п} = 3$ м²

Приведённый коэф. поглощения солнечной радиации : $\rho_{п} = 0.25$
 Сопротивление теплопередаче заполнения светового проёма : $R_{п} = 0.34$ м²·°С/Вт
 Коэф. затенения светового проёма переплётками : $\tau_{2} = 0.9$
 Коэф. относ. проникания солн. радиации : $K_{отн} = 0.9$

Ориентация окна :
 Вертикальная Наклонная (близко к вертикальной) Горизонтальная

Северная широта района : 56 °
 Средняя температура наружного воздуха : $t_{н.ср} = 24.7$ °С
 Температура внутреннего воздуха : $t_{в} = 26$ °С
 Скорость ветра : $V = 1$ м/с
 Суточная амплитуда температуры нар. в-ва : $\Delta t_{н} = 11.3$ °С

Коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью окна : $\alpha_{н}^в = 0$ $\alpha_{н}^г = 0$

Стены

Площадь стены : $F = 386$ м² С СВ В ЮВ Ю ЮЗ З СЗ

Коэффициент теплопередачи : $K = 0.1831$ м²·°С/Вт
 Коэффициент сопротивления теплопередаче : $R = 5.445$ м²·°С/Вт
 Коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью стены : $\rho_{ст} = 0.45$
 Количество слоёв в стене : 3
 $R_{в.пр.} = 5.1$ м²·°С/Вт

№ слоя 2 Минеральная вата 0 0.038 0.196

№	Материал	Усвоение, Вт/(м ² ·°С)	Коеф-т теплопр-ти, Вт/л	Толщина, м
1	Тонколистовая сталь	0	58	0.002
2	Минеральная вата	0	0.038	0.196
3	Тонколистовая сталь	0	58	0.002

Ввод

№ слой 2 Минеральная вата 0 0.038 0.196

Покрытие

Площадь покрытия : $F = 2034$ м² Температура воздуха под покрытием : $t_{покр} = 44.9$ °С

Коэффициент теплопередачи : $K_{покр} = 0.239$ м²·°С/Вт
 Коэффициент сопротивления теплопередаче : $R_{покр} = 4.178$ м²·°С/Вт
 Коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью покрытия : $\rho_{п} = 0.65$ Коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью покрытия : $\alpha_{н} = 11.3$

Количество слоёв в покрытии : 3

№ слоя 3 сталь кровельная 0 58 0.045

№	Материал	Усвоение, Вт/(м ² ·°С)	Коеф-т теплопр-ти, Вт/л	Толщина, м
1	Тонколистовая сталь	0	58	0.002
2	Минеральная вата	0	0.038	0.15
3	сталь кровельная	0	58	0.045

Ввод

№ слой 3 сталь кровельная 0 58 0.045

Рисунок 3.2 – Исходные данные

8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18
				Окна					
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				Стены					
2294	2406	2394	858	1031	2885	3188	3313	3084	2623
							MAX		
				Покрытие					
6786	10803	14071	16136	16720	15732	13449	10232	5965	1207
				MAX					
				ВСЕГО					
9080	13209	16465	16994	17751	18617	16637	13545	9049	3830
				MAX					

Рисунок 3.2 – Теплопоступления от солнечной радиации через стены и покрытия

$17Q_{ср}^{max} = 18617$ Вт - максимальные теплопоступления от солнечной радиации с 13 до 14 часов.

3.4 Расчет тепlopоступлений от электрооборудования

$$Q_{ЭО} = 1000 \cdot K_0 \cdot \Sigma N_{ОБ} \cdot K_3 \cdot (1 - K_{УКР}) \quad (3.12)$$

где K_0 – коэффициент одновременности работы электрооборудования, при отсутствии данных принимается равным 1 для производственных магазинов;

K_3 – коэффициент загрузки, принимается равным 1;

$N_{ОБ}$ – установленная мощность оборудования;

$K_{УКР}$ – коэффициент эффективности работы местных отсосов, $K_{УКР} = 0,75$ – при устройстве приточно-вытяжной вентиляции.

По техническому заданию в торговом зале находятся:

Таблица 3.2 – Техническое задание на холодильное оборудование

№	Наименование оборудование	Модель	Установленная мощность, кВт	Кол-во
1	Холодильная среднетемпературная витрина	АРИАДА БЕЛИНДА ВУ 2-180	0,63	10
2	Морозильный ларь	АРИАДА АРИЭЛЬ ВС 3-130 С ПОЛКОЙ	0,48	14
3	Холодильная горка	ПОЛЮС CARBOMA ВХСП-0,7	0,75	5
4	Рыбная витрина	ПОЛЮС ВХСЛ-2,0 CARBOMA G110 (G110 SP 2,0-2)	0,375	2
5	Холодильный шкаф	АРИАДА R700 VS	0,45	6

$$Q_{ЭО} = 1000 \cdot 1 \cdot (10 \cdot 0,63 + 14 \cdot 0,48 + 5 \cdot 0,75 + 2 \cdot 0,375 + 6 \cdot 0,45) \cdot 1 \cdot (1 - 0,75) = 5055 \text{ Вт}$$

3.5 Составление таблицы вредных выделений

Свести все найденные значения тепlopоступлений в таблицу 3.3 и найдем суммарные значения вредных выделений.

Суммарное значение явной теплоты, выделяемой от людей, определяется по формуле:

$$\Sigma Q_{Я} = Q_{Я} + \max \left\{ \begin{matrix} Q_{ИО} \\ Q_{СР} \end{matrix} \right\} + Q_{\text{пок,стены}} + Q_{ЭО}, \quad (3.13)$$

Суммарное значение полной теплоты, выделяемой от людей, определяется по формуле:

$$\Sigma Q_{\Pi} = Q_{\Pi} + \max \left\{ \begin{matrix} Q_{\text{ио}} \\ Q_{\text{ср}} \end{matrix} \right\} + Q_{\text{пок,стены}} + Q_{\text{эо}}, \quad (3.14)$$

Теплый период:

$$\Sigma Q_{\text{я}} = 38475 + 29981 + 18617 + 5055 = 92128 \text{ Вт};$$

$$\Sigma Q_{\Pi} = 93865 + 29981 + 18617 + 5055 = 147518 \text{ Вт}.$$

Холодный период:

$$\Sigma Q_{\text{я}} = 74488 + 29981 + 5055 = 109524 \text{ Вт};$$

$$\Sigma Q_{\Pi} = 102107 + 29981 + 5055 = 137143 \text{ Вт}.$$

Таблица 3.3 – Выделение вредных веществ и теплоты в торговом зале

Период года	Теплопоступления, Вт							Влага, г/ч	CO2, г/ч
	Люди		Искусст. освц.	Покрытие и стены	Эл. оборудование	Итого			
	Явное	Полное				Явное	Полное		
Теплый	24923	38310	24530	18617	5055	73125	86512	19 886	6401
Холодный	26987	39264	24530	-	5055	56572	68849	17 822	6401

4 РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

Система вентиляции предназначена для удаления вредных веществ из помещения путем создания воздухообмена. При проектировании систем вентиляции основной задачей является определение минимального воздухообмена, при котором будет достигнут требуемый результат с заданным коэффициентом обеспеченности. При расчете предполагается стационарный режим вентиляции, при котором значение концентрации вредных веществ и температура постоянны.

Формулы для расчета воздухообмена

По явному теплу:

$$G_{\text{я}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{я}}}{c \cdot (t_{\text{y}} - t_{\text{п}})}, \quad (4.1)$$

По полному теплу:

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{п}}}{I_{\text{y}} - I_{\text{п}}}, \quad (4.2)$$

По влаге:

$$G_{\text{w}} = \frac{M_{\text{w}}}{d_{\text{y}} - d_{\text{п}}}, \quad (4.3)$$

По концентрации вредных веществ (CO_2):

$$G_{\text{co2}} = \frac{M_{\text{co2}}}{\frac{c_{\text{y}}}{\rho_{\text{y}}} - \frac{c_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}}, \quad (4.4)$$

На практике для определения воздухообмена выбирают лишь одну из этих формул в зависимости от величины луча процесса, которая определяется по формуле

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{Q_{\text{п}}}{M_{\text{w}}}, \quad (4.5)$$

где, $Q_{\text{п}}$ - полные теплоступления;

M_{w} - суммарные влаговыведения.

Если $\varepsilon > 10000$, то расчет воздухообмена ведут по избыткам явного тепла;

если $3000 < \varepsilon < 40000$, расчет ведут по полному теплу и влаге;

если $\varepsilon < 3000$, расчет ведут только по влаге.

4.1 Расчет воздухообмена в торговом зале и построение процесса на I-d диаграмме для теплого периода

По формуле (4.5) определяем величину луча процесса

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{86512}{19886} = 15661,$$

так как $3000 < 15661 < 40000$, расчет ведут по полному теплу и влаге. Тогда необходимо воспользоваться формулами (4.2) и (4.3)

$$G_{\Pi} = \frac{3,6 \cdot Q_{\Pi}}{I_y - I_{\Pi}},$$

где, I_y, I_{Π} – энтальпия удаляемого и приточного воздуха соответственно, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, определяется по I-d диаграмме;

Q_{Π} - полные теплопоступления для теплого периода.

$$G_w = \frac{M_w}{d_y - d_{\Pi}},$$

d_y, d_{Π} – влагосодержание удаляемого и приточного воздуха соответственно, $\frac{\text{г}}{\text{кг}}$, определяется по I-d диаграмме;

M_w - суммарные влаговыделения для теплого периода.

Температуру приточного воздуха определяют по методике, представленной в приложении В из СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» [2]:

$$t_{\text{ПР}} = t_{\text{В}} - \Delta t_{\text{ПР}}, \quad (4.6)$$

где, $t_{\text{В}}$ – температура внутреннего воздуха для теплого периода, °С, определяется по пункту 2 таблица 2, $t_{\text{В}}=25$ °С;

$t_{\text{ПР}}$ - допустимое отклонения температуры воздуха, °С, в струе приточного воздуха от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, зависит от высоты расположения решёток и определяется по учебнику В.Н. Богословского «Отопление и вентиляция» [7]. Для решеток, расположенных на высоте более трех метров $t_{\text{ПР}} = 6$ °С.

$$t_{\text{ПР}} = 25 - 6 = 19 \text{ °С}$$

Температуру удаляемого воздуха определяют по методике, представленной в приложении 21 из учебника Краснова Ю.С «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий» [4]:

$$t_y = t_{\text{В}} + \text{grad}t \cdot (H_{\text{ПОМ}} - h_{\text{Р.З.}}), \quad (4.7)$$

где, $t_{\text{В}}$ – температура внутреннего воздуха для теплого периода, °С, определяется по пункту 2 таблица 2, $t_{\text{В}}=25$ °С;

$H_{\text{ПОМ}}$ – вертикальное расстояние от пола до низа вытяжного отверстия,
 $H_{\text{ПОМ}}=4,8\text{м}$;

$h_{\text{Р.З}}$ – высота рабочей зоны, в помещении, $h_{\text{Р.З}}=2\text{м}$;

$\text{grad}t$ – изменение температуры по высоте помещения, зависит от теплонапряженности помещения, то есть от отношения явных теплоизбытков к объему помещения, $^{\circ}\text{С}/\text{м}$;

$$\frac{Q_{\text{я}}}{V_{\text{ПОМ}}} = \frac{73125}{2034 \cdot 8,9} = 8,43 \text{ Вт/м}^2$$

В зависимости от теплонапряженности помещения с помощью метода интерполяции найдем температурный градиент из приложения 21 [4], $\text{grad}t=0,42 \text{ }^{\circ}\text{С}/\text{м}$;

Найдем температуру удаляемого воздуха:

$$t_{\text{у}} = 25 + 0,42 \cdot (4,8 - 2) = 27,5 \text{ }^{\circ}\text{С}$$

На I-d диаграмме строим процесс обработки воздуха и определяем энтальпию и влагосодержание удаляемого и приточного воздуха соответственно. Диаграмма представлена в приложении А на рисунке А1.

Рассчитаем расход воздухообмена по полному теплу:

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot 86512}{53,8 - 42,9} = 28573 \text{ кг/ч}$$

Расчет воздухообмена по влаговыделениям по формуле

$$G_{\text{в}} = \frac{19886}{10 - 9,3} = 28409 \text{ кг/ч}$$

4.2 Расчет воздухообмена в торговом зале и построение процесса на I-d диаграмме для холодного периода

По формуле (4.5) определяем величину луча процесса

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{68849}{17822} = 13907,$$

так как $3000 < 13907 < 40000$, расчет ведут по полному теплу и влаге. Тогда необходимо воспользоваться формулами (4.2) и (4.3).

Температуру приточного воздуха определяют по методике, представленной в приложении В из СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» [2]:

$$t_{\text{ПР}} = t_{\text{В}} - \Delta t_{\text{ПР}}, \quad (4.8)$$

где, $t_{\text{В}}$ – температура внутреннего воздуха для холодного периода, $^{\circ}\text{С}$, определяется по пункту 2 таблица 2, $t_{\text{В}}=18 \text{ }^{\circ}\text{С}$;

$t_{\text{ПР}}$ - допустимое отклонения температуры воздуха, °С, в струе приточного воздуха от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, зависит от высоты расположения решёток и определяется по учебнику В.Н. Богословского «Отопление и вентиляция» [7]. Для решеток, расположенных на высоте более трех метров $t_{\text{ПР}} = 6$ °С.

$$t_{\text{ПР}} = 18 - 6 = 12 \text{ °С}$$

Температуру удаляемого воздуха определяют по методике, представленной в приложении 21 из учебника Краснова Ю.С «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий»:

$$t_y = t_B + \text{grad}t \cdot (H_{\text{ПОМ}} - h_{\text{Р.З.}}), \quad (4.9)$$

где, t_B – температура внутреннего воздуха для теплого периода, °С, определяется по пункту 2 таблица 2, $t_B = 16$ °С;

$\text{grad}t$ – изменение температуры по высоте помещения, зависит от теплонапряженности помещения, то есть от отношения явных теплоизбытков к объему помещения, °С /м;

$$\frac{Q_{\text{я}}}{V_{\text{ПОМ}}} = \frac{56572}{2034 \cdot 8,9} = 5,42 \text{ Вт/м}^2$$

В зависимости от теплонапряженности помещения с помощью метода интерполяции найдем температурный градиент из приложения 21 [4], $\text{grad}t = 0,27$ °С /м;

Найдем температуру удаляемого воздуха:

$$t_y = 18 + 0,27 \cdot (4,8 - 2) = 19,6 \text{ °С}$$

На I-d диаграмме строим процесс обработки воздуха и определяем энтальпию и влагосодержание удаляемого и приточного воздуха соответственно. Диаграмма представлена в приложении А на рисунке А2.

Рассчитаем расход воздухообмена по полному теплу:

$$G_{\text{П}} = \frac{3,6 \cdot 68849}{22,1 - 12,8} = 27940 \text{ кг/ч}$$

Расчет воздухообмена по влаговыведениям по формуле

$$G_{\text{W}} = \frac{17822}{1,1 - 0,4} = 26461 \text{ кг/ч}$$

4.3 Итоги расчета воздухообмена в зрительном зале

Приточную систему необходимо рассчитывать на максимальный воздухообмен, а значит рассчитывать по максимальному расходу воздухообмена для теплого периода по полному теплу $G_{\text{П}} = 28573$ кг/ч.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

Так же необходимо установить на электродвигателе вентилятора регулятор частоты вращения, задействованный от температуры внутреннего воздуха.

Определим объемный расход воздуха:

$$L_p = \frac{G}{\rho} \quad (4.10)$$

где, ρ - плотность воздуха, кг/м³, $\rho = 1,3$ кг/м³.

$$L_p = \frac{28573}{1,3} = 21980 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Проверим, удовлетворяет ли расчетный расход воздуха санитарным нормам:

$$L_{с.н.} = L_y \cdot N \quad (4.11)$$

где, L_y – минимальный расход воздуха, необходимый для одного покупателя в торговом зале, принимается по таблице К1 в приложении К из СП 60.13330.2012 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» [2] равным 20 м³/ч; минимальный расход воздуха, необходимый для одного работника в торговом зале, принимается равным 60 м³/ч;

N – количество покупателей в торговом зале, принимается по пункту 3.1 250 человек, количество работников в торговом зале принимается по пункту 3.1 равным 21 человек.

$$L_{\text{посетители}} = 20 \cdot 250 = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L_{\text{персонал}} = 60 \cdot 21 = 1260 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L_{с.н.} = 5000 + 1260 = 6260 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчетный расход воздуха должен быть не менее расхода, определенного по санитарным нормам: $L_p \geq L_{с.н.}$

Условие выполняется: $21980 > 6260$.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

5 РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ПО НОРМАТИВНОЙ КРАТНОСТИ

Для помещений вспомогательного назначения, в которых воздушный и тепловой режим являются типовыми, расчет воздухообмена по вредностям не производится. Для этих помещений воздухообмен определяется по нормативной кратности.

Кратность воздухообмена – это отношение объемного расхода воздуха к объему помещения. Кратности воздухообмена устанавливаются отдельно по притоку и по вытяжке.

Следует учитывать, что на каждом этаже здания должен соблюдаться воздушный баланс, то есть $L_{\text{пр}} = L_{\text{выт}}$. Недостающий приток можно добавлять в коридоры здания.

Отдельно организованная вытяжка должна предусматриваться в таких помещениях, как: щитовая, аккумуляторная, узел управления и пожарная насосная.

Для расчетов будут использоваться следующие формулы:

$$L_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot V_{\text{пом}}, \quad (5.1)$$

где $K_{\text{пр}}$ – кратность воздухообмена помещения по притоку, (ч^{-1}), принимается согласно нормативной литературе.

$$L_{\text{выт}} = K_{\text{выт}} \cdot V_{\text{пом}}, \quad (5.2)$$

где $K_{\text{выт}}$ – кратность воздухообмена помещения по вытяжке, (ч^{-1}), принимается согласно нормативной литературе: справочник проектировщика «Вентиляция и кондиционирование воздуха» под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера [8]; МГСН 4.13-97 «Предприятия розничной торговли» [9]; ведомственные нормы технологического проектирования заготовочных предприятий общественного питания по производству полуфабрикатов, кулинарных изделий, ВНТП 04-86 [10], СП 44.13330.2011 «Административные и бытовые здания. Актуализированная редакция СНиП 2.09.04-87» [11].

После расчета воздухообмена для всех помещений на этаже, значение воздухообменов по притоку и по вытяжке для каждого этажа суммируются и проверяется соблюдение условия $L_{\text{пр}} = L_{\text{выт}}$. Если требуемое соотношение не соблюдено, то недостающее значение притока компенсируется за счет коридоров или фойе.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

Пример расчета воздухообмена по нормативной кратности.

Рассчитаем воздухообмен для помещения хранения уборочного инвентаря (113). Используя приложение 14 МГСН 4.13-97 «Предприятия розничной торговли»; [9], определяем кратности притока и вытяжки для данного помещения, а также температуру внутреннего воздуха: $K_{пр} = 0 \text{ ч}^{-1}$, $K_{в} = 1,5 \text{ ч}^{-1}$; $t_{в} = 16^{\circ}\text{C}$.

Пользуясь планом здания и его разрезом, находим площадь и высоту помещения для определения объема: $F = 3,4 \text{ м}^2$; $h = 5,5 \text{ м}$, тогда:

$$V = 3,4 \cdot 5,5 = 19 \text{ м}^3$$

Определяем расходы приточного и вытяжного воздуха по формулам (5.1) и (5.2):

$$L_{пр} = 0 \cdot 19 = 0 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L_{в} = 1,5 \cdot 19 = 28 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Результаты расчетов воздухообменов по нормативной кратности для остальных вспомогательных помещений сведены в таблицу 4.

Таблица 4 – Расчет воздухообмена по нормативной кратности

Номер пом.	Наименование помещения	Объем, V, м ³	t _в , °C	Кратность, K, ч ⁻¹		L, м ³ /ч	
				Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
102	Помещение мойки телег	79		1,5	1,5	119	119
103	Санузел	30	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	50,0
104	Помещение аренды	265	15	1	1	265	265
106	Помещение аренды	265	15	1	1	265	265
107	Помещение аренды	345	15	1	1	345	345
108	Помещение охраны и комната дознания	57	18	60 м ³ /ч на 1 человека	60 м ³ /ч на 1 человека	120	120
109	Санузkel для посетителей (мужской)	105	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	150
110	Санузел для инвалидов	53	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	50
112	Санузел для посетителей (женский)	75	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	150
113	Помещение хранения уборочного инвентаря	30	16	-	1,5	-	45
116	Дефростерная мяса	84	8	По расчету	По расчету	598	598

Продолжение таблицы 4

Номер пом.	Наименование помещения	Объем, V, м ³	tв, °С	Кратность, К, ч-1		L, м ³ /ч	
				Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
117	Мясной цех	253	16	3	4	758	1011
119	Моечная мясного и рыбного цехов	70	18	4	6	281	422
120	Рыбный цех	142	16	3	4	427	570
122	Коридор	165		По балансу	-	1540(+)	-
123	Цех гриля	113		По расчету	По расчету	1135	1135,0
124	Помещение дефрострации замороженной птицы	82	16	По расчету	По расчету	598	598
125	Моечная	69	16	4	6	274	411
126	Фасовочная	68	16	3	4	203	271
127	Салатный цех	223		3	5	668	1113
131	Машинное отделение холодильных камер	561	12	3	4	1682	2243
132	Разгрузочная, коридор	909	10	2	2	1817	1817
135	Кладовая завхоза	146	16	-	0,5	-	73
136	Помещение прессования картона	238	16	-	1,5	-	356
137	Операторная напольного электрического транспорта	56		2	3	112	168
138	Помещение службы приемки	153	16	2	1	306	153
140	Моечная мусорных баков	44	16	-	6	-	262
141	Моечная оборотной тары	36	16	-	6	-	219
142	Санузел для водителей	27	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	50
143	Санузел женский	47	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	100
144	Санузел мужской	32	16	-	50 м ³ /ч на 1 унитаз	-	100
145	Помещение поломоечных машин	58	16	-	1,5	-	87
146	Коридор	369		По балансу		2941(+)	-
147	Операторская и ЦПУ СПЗ	76	18	60 м ³ /ч на 1 человека	60 м ³ /ч на 1 человека	60	60
148	Помещение видеонаблюдения	76	18	60 м ³ /ч на 1 человека	60 м ³ /ч на 1 человека	60	60

Окончание таблицы 4

Номер пом.	Наименование помещения	Объем, V, м ³	t _в , °C	Кратность, K, ч-1		L, м ³ /ч	
				Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
149	Помещение серверной	82		2,5	2	205	164
150	Помещение системотехника	50	18	60 м ³ /ч на 1 человека	60 м ³ /ч на 1 человека	60	60
151	Гардероб женский	346	16	По балансу	-	75	-
152	Кабинет директора	68	18	3,5	2,8	237	189
153	Кабинет менеджеров	217	18	3,5	2,8	760	608
154	Главная касса	45	18	60 м ³ /ч на 1 человека	60 м ³ /ч на 1 человека	60	60
157	Комната приема пищи	97	16	-	1	-	97
158	Гардеробная мужская	218	16	По балансу	-	75	-
159	Помещение хранения ртутных ламп	32		-	1	-	32
160	Электрощитовая	205	15	-	2	-	409
161	Водомерный узел	139	5	-	4	-	555
162	ИТП	226	5	-	4	-	904
163	Кладовая хлеба	54		-	0,5	-	27
164	Помещение уборочного инвентаря	23	16	-	1,5	-	35
167	Вестибюль	340	16	2	-	680	-
169	Душевая мужская	37	25	-	75 м ³ /ч на 1 душ	-	75
170	Душевая женская	37	25	-	75 м ³ /ч на 1 душ	-	75
ИТОГО						12246+4481 =16727	16727

Так как, в здании должен соблюдаться воздушный баланс, то есть $L_{пр} = L_{выт}$, то недостающий приток воздуха необходимо добавить в коридоры здания. Поэтому в коридор (122) приток составляет $L_{пр}=1540$ м³/ч, а в коридор (146) - $L_{пр}=2941$ м³/ч.

5.1 Расчет воздухообмена в дефростерной мяса (116)

Дефростация мяса путем СВЧ-нагрева производится в вакууме с помощью электромагнитной энергии, скорость размораживания при этом методе составляет 4-5 минут.

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В данном помещении имеется местный зонд от оборудования и общеобменная вентиляция. Используя приложение 19 из нормативного документа «Ведомственные нормы технологического проектирования заготовочных предприятий общественного питания по производству полуфабрикатов, кулинарных изделий» [8], определяем кратности притока и вытяжки общеобменной вентиляции для данного помещения, а также температуру внутреннего воздуха: $K_{пр} = 0 \text{ ч}^{-1}$, $K_{в} = 2 \text{ ч}^{-1}$; $t_{в} = 16^{\circ}\text{C}$. Тогда расходы приточного и вытяжного воздуха по кратностям по формулам (5.1) и (5.2): $L_{пр}^{об} = 0$ и $L_{в}^{об} = 167 \text{ м}^3/\text{ч}$.

По техническому заданию в помещении установлен микроволновый дефростер камерного типа FRT-R-5 мощностью 9,5кВт. Предназначен для разморозки замороженных продуктов в объёмах от 41 кг до 200 кг в час. Размеры: 1100×900×1800мм.

Размеры вытяжного зонда определяются по формуле:

$$A = a + 0,8 \cdot h, \quad (5.3)$$

$$B = б + 0,8 \cdot h, \quad (5.4)$$

где, А и Б – соответственно длина и ширина вытяжного зонда, м;

а и б - соответственно длина и ширина дефростера, м;

h - расстояние от поверхности кухонного оборудования до местного отсоса, м, $h = 0,2 \text{ м}$.

$$A = 1,1 + 0,8 \cdot 0,2 = 1,3 \text{ м}$$

$$B = 0,9 + 0,8 \cdot 0,2 = 1,1 \text{ м}$$

Расчет расхода воздуха, удаляемого местными отсосами, производится по методике представленной в АВОК 7.3-2007 «Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания» [12].

Расход воздуха, удаляемого местным отсосом, L_o , $\text{м}^3/\text{с}$, рассчитывается по формуле

$$L_o = (L_k + L_r) \cdot \frac{\alpha}{K_{ко}}, \quad (5.5)$$

где, L_r - объемный расход продуктов сгорания оборудования, $\text{м}^3/\text{с}$. Для оборудования, которое работает на электроэнергии, $L_r = 0$;

α - поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении, принимают по таблице 2 из [9] в зависимости от системы воздухораспределения; $\alpha = 1,05$;

$K_{ко}$ - коэффициент эффективности местного отсоса, при отсутствии данных принимают $K_{ко} = 0,85$;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

L_k - расход воздуха в конвективном потоке над оборудованием, м³/с, рассчитывают по формуле

$$L_k = K \cdot (Q_k)^{1/3} \cdot (h + 1,7 \cdot D)^{5/3} \cdot r, \quad (5.6)$$

K - экспериментальный коэффициент, равный $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{4/3} \cdot \text{В} \cdot \text{Т}^{1/3} \cdot \text{с}^{-1}$;

h - расстояние от поверхности кухонного оборудования до местного отсоса, м, $h=0,2\text{м}$;

r - поправка на положение источника теплоты по отношению к стене, принимают по таблице 1 из [9], $r=0,63$;

D - гидравлический диаметр поверхности оборудования, м, рассчитывают по формуле

$$D = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \quad (5.7)$$
$$D = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{1,3 + 1,1} = 1,19 \text{ м}$$

Q_k - доля конвективных тепловыделений оборудования, Вт, рассчитывают по формуле

$$Q_k = Q_T \cdot K_{\text{я}} \cdot K_k \cdot K_o, \quad (5.8)$$

где Q_T - установленная мощность кухонного оборудования, кВт, $Q_T=9,5\text{кВт}$;

$K_{\text{я}}$ - доля явных тепловыделений от оборудования, Вт/кВт, принимают по таблице А.1 из [9], $K_{\text{я}}=125\text{Вт/кВт}$;

K_k - доля конвективных тепловыделений от явных тепловыделений оборудования, при отсутствии данных для конкретного оборудования принимают $K_k = 0,5$;

K_o - коэффициент одновременности работы оборудования, принимают по таблице Б.1 из [9], $K_o=0,9$.

$$Q_k = 9,5 \cdot 125 \cdot 0,5 \cdot 0,9 = 534 \text{ Вт.}$$

По формуле (5.6) определим расход воздуха в конвективном потоке

$$L_k = 5 \cdot 10^{-3} \cdot (534)^{1/3} \cdot (0,2 + 1,7 \cdot 1,19)^{5/3} \cdot 0,63 = 0,097 \text{ м}^3/\text{с}$$

По формуле (5.5) определим расход воздуха, удаляемого местным отсосом

$$L_o = (0,097 + 0) \cdot \frac{1,05}{0,85} = 0,12 \text{ м}^3/\text{с} = 431 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Таким образом, расход вытяжного воздуха для данного помещения складывается из расхода по кратностям и расхода воздуха, удаляемого местным отсосом: $L_{\text{в}} = 598 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расход приточного воздуха определяем из условий воздушного баланса $L_{\text{пр}} = 598 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Данные заносятся в таблицу 4.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

5.2 Расчет воздухообмена в дефростерной замороженной птицы

В данном помещении так же установлен микроволновый дефростер камерного типа FRT-R-5 мощностью 9,5кВт. Предназначен для разморозки замороженных продуктов в объёмах от 41 кг до 200 кг в час. Размеры: 1100×900×1800мм.

Расчет воздухообмена ведется аналогичный расчету для помещения 116. Получаем, что расход вытяжного воздуха для данного помещения складывается из расхода по кратностям и расхода воздуха, удаляемого местным отсосом: $L_v = 598 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расход приточного воздуха определяем из условий воздушного баланса $L_{пр} = 598 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Данные заносятся в таблицу 4.

5.3 Расчет воздухообмена в цехе гриль (123)

В данном помещении имеется местный зонд от оборудования и общеобменная вентиляция.

По техническому заданию в помещении установлен электрический гриль Roller Grill RBE25 карусельного мощностью 8,5кВт. Размеры: 850×700×950 мм.

Размеры вытяжного зонда определяются по формулам (5.3) и (5.4):

$$A=0,85+0,8\cdot0,6=1,3\text{м}$$

$$B=0,7+0,8\cdot0,6=1,2\text{м}$$

Расчет расхода воздуха, удаляемого местными отсосами, производится по методике представленной в АВОК 7.3-2007 «Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания» [9].

Гидравлический диаметр поверхности оборудования, м, рассчитывают по формуле (5.7)

$$D = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 1,2}{1,3 + 1,2} = 1,25 \text{ м}$$

Доля конвективных тепловыделений оборудования, Вт, рассчитывают по формуле (5.8), для которой

Q_T - установленная мощность кухонного оборудования, кВт, $Q_T=8,5\text{кВт}$;

$K_Я$ - доля явных тепловыделений от оборудования, Вт/кВт, принимают по таблице А.1 из [9], $K_Я=700 \text{ Вт/кВт}$;

$K_К$ - доля конвективных тепловыделений от явных тепловыделений оборудования, при отсутствии данных для конкретного оборудования принимают $K_К = 0,5$;

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР					

K_0 - коэффициент одновременности работы оборудования, принимают по таблице Б.1 из [9], $K_0=0,9$.

$$Q_k = 8,5 \cdot 700 \cdot 0,5 \cdot 0,9 = 2678 \text{ Вт.}$$

По формуле (5.6) определим расход воздуха в конвективном потоке.

$$L_k = 5 \cdot 10^{-3} \cdot (2678)^{1/3} \cdot (0,6 + 1,7 \cdot 1,25)^{5/3} \cdot 0,63 = 0,232 \text{ м}^3/\text{с}$$

По формуле (5.5) определим расход воздуха, удаляемого местным отсосом

$$L_o = (0,232 + 0) \cdot \frac{1,05}{0,85} = 0,29 \text{ м}^3/\text{с} = 1032 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расход воздуха, который удаляется общеобменной системой, принимают из расчета не менее 10% от общего расхода воздуха, который удаляется местными отсосами, т.е. $L_v^{об} = 103 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Таким образом, расход вытяжного воздуха для данного помещения складывается из расхода на общеобменную вентиляцию и расхода воздуха, удаляемого местным отсосом: $L_v = 1135 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расход приточного воздуха определяем из условий воздушного баланса $L_{пр} = 1135 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Данные заносятся в таблицу 4.

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

6 ПОДБОР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Подбор решеток осуществляют по требуемой площади

$$F_{\Sigma} = \frac{L_p}{3600V}, \quad (6.1)$$

где L_p – расчетный воздухообмен в помещении, м³/ч;

V – рекомендуемая скорость, принимается равной в диапазоне 1-3 м/с.

Следующим действием является определение типа решеток и площади живого сечения одной решетки $F_{\text{реш}}$.

Количество решеток определяют по формуле

$$n = \frac{F_{\Sigma}}{F_{\text{реш}}}, \quad (6.2)$$

После подбора определяем фактическую скорость в воздухораспределителе

$$V_0 = \frac{L_p}{3600 \cdot F_{\text{реш}} \cdot n}, \quad (6.3)$$

Скорость движения воздушных масс в решетках следует принимать по результатам расчета, руководствуясь соображениями экономической целесообразности и соблюдения требуемого уровня шума.

Нормы уровня шума представлены в таблице 1 из СП 51.13330.2011 «Защита от шума» [13]. Для торговых залов предельно допустимый уровень шума составляет 60 дБА. Это условие следует учитывать при подборе вентиляционных решеток.

В справочной технической литературе существуют рекомендуемые величины скоростей, которые можно принимать при тех или иных конкретных условиях. Рекомендуемые значения скорости движения воздуха, в зависимости от назначения воздухопровода для вентиляционных систем с механическим побуждением, отражены в учебнике Ананьева В.А. и др. «Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика» [14]. Для решеток эта скорость равна от 1 м/с до 3 м/с.

Расчет подбора воздухораспределителей для помещения мойки телег (102).

Расчетный объемный воздухообмен в помещении мойки телег определяется по пункту 5 и равен $L_p = 119$ м³/ч. Площадь помещения $F_{\text{пом}} = 8,9$ м².

Требуемая площадь воздухораспределителей:

$$F\Sigma = \frac{119}{3600 \cdot 2} = 0,017 \text{ м}^2$$

Из каталога воздухораспределительных решеток фирмы «Арктика» [15] выбираем воздухораспределительную решетку и определяем площадь живого сечения по каталогу. В помещении устанавливаем решетки типа ПДУ 200x150.

Размер АхВ, мм	F ₀ , м ²	L _{WA} =25 дБ(А)					L _{WA} =35 дБ(А)					L _{WA} =45 дБ(А)					L _{WA} =60 дБ(А)			
		L ₀ , м ³ /ч	ΔP _{пол.} , Па	Дальностью, м при V _х , м/с			L ₀ , м ³ /ч	ΔP _{пол.} , Па	Дальностью, м при V _х , м/с			L ₀ , м ³ /ч	ΔP _{пол.} , Па	Дальностью, м при V _х , м/с			L ₀ , м ³ /ч	ΔP _{пол.} , Па	Дальностью, м при V _х , м/с	
				0,2	0,5	0,75			0,2	0,5	0,75			0,2	0,5	0,75			0,5	0,75
200 x 100	0,018	130	10	9,4	3,8	2,5	215	26	16	6,2	4,2	330	62	24	10	6,4	600	206	17	12
300 x 100	0,027	170	7	10	4,0	2,7	285	21	17	6,7	4,5	445	50	26	11	7,0	810	167	19	13
200 x 150	0,027	170	7	10	4,0	2,7	285	21	17	6,7	4,5	445	50	26	11	7,0	810	167	19	13
300 x 150	0,041	230	6	11	4,4	2,9	280	9	13	5,4	3,6	600	40	29	12	7,7	1080	128	21	14
400 x 150	0,055	275	5	11	4,6	3,0	460	13	19	7,6	5,1	730	33	30	12	8,1	1340	110	22	15
500 x 150	0,070	320	4	12	4,7	3,1	540	11	20	7,9	5,3	860	28	32	13	8,4	1570	93	23	15
200 x 200	0,036	210	6	11	4,3	2,9	350	18	18	7,2	4,8	550	43	28	11	7,5	1000	143	20	14
300 x 200	0,055	275	5	11	4,6	3,0	460	13	19	7,6	5,1	730	33	30	12	8,1	1340	110	22	15
400 x 200	0,074	330	4	12	4,7	3,1	560	11	20	8,0	5,3	900	27	32	13	8,6	1650	92	24	16
500 x 200	0,093	380	3	12	4,8	3,2	660	9	21	8,4	5,6	1050	24	33	13	8,9	1940	81	25	16
600 x 200	0,112	430	3	12	5,0	3,3	740	8	21	8,6	5,7	1200	21	35	14	9,3	2200	71	26	17
300 x 250	0,070	320	4	12	4,7	3,1	540	11	20	7,9	5,3	860	28	32	13	8,4	1570	93	23	15
400 x 250	0,094	380	3	12	4,8	3,2	660	9	21	8,4	5,6	1050	23	33	13	8,9	1940	79	25	16
500 x 250	0,118	450	3	13	5,1	3,4	770	8	22	8,7	5,8	1230	20	35	14	9,3	2270	69	26	17
600 x 250	0,142	500	2	13	5,2	3,4	870	7	22	9,0	6,0	1400	18	36	14	9,6	2600	62	27	18

Рисунок 5.1 – Каталог для подбора решеток типа ПДУ

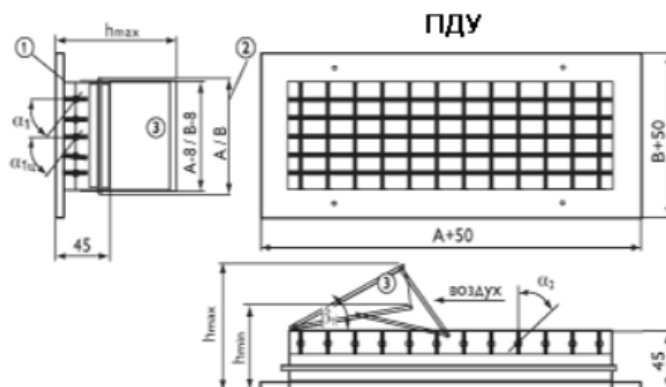


Рисунок 5.2 – Рисунок выбранного типа вентиляционной решетки
Минимальное количество воздухораспределителей:

$$n = \frac{0,017}{0,027} = 0,6 \approx 1 \text{ шт (округление ведем в большую сторону).}$$

Скорость на выходе из решетки:

$$V_0 = \frac{119}{3600 \cdot 0,027 \cdot 1} = 1,22 \text{ м/с}$$

Скорость воздуха на выходе получилась меньше 3 м/с, что соответствует требованию, предъявляемому к воздухораспределителям.

Подбор воздухораспределителей для остальных помещений для вытяжной и приточной систем осуществляется подобным образом. Результаты расчетов сведены в таблицы Б.1 и Б2 в приложении Б.

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

7 АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Аэродинамический расчет систем вентиляции выполняют после расчета в помещении воздухообмена и принятия решения по трассировке воздуховодов и определения количества и видов местных сопротивлений вдоль них. Для проведения расчета вычерчивается аксонометрическая схема системы вентиляции, по которой определяют протяженность отдельных ее ветвей и размещают элементы сети.

Схему разбивают на отдельные расчетные участки, нумеруют. Расчетный участок характеризуется постоянным расходом воздуха. Потери давления на участке зависят от скорости движения воздуха и складываются из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях.

Намечается основное расчетное направление, представляющее собой цепочку последовательно расположенных участков от наиболее удаленного ответвления до начала системы (от последнего воздухораспределителя до вентилятора). При наличии нескольких цепочек, одинаковых по протяженности, за магистральное направление принимается наиболее нагруженное (имеющее больший расход).

Цели аэродинамического расчета:

- Определение потерь давления в вентиляционной сети;
- Подбор сечения воздуховодов;
- Увязка ответвлений с магистралью.

Аэродинамический расчет вентиляционной системы состоит из двух этапов:

1) расчет участка основного направления магистрали (наиболее протяженной и нагруженной ветви воздуховодов);

2) увязка всех остальных участков системы

Расчет выполняют по методу удельных потерь давления в следующей последовательности:

Определяем требуемую площадь поперечного сечения воздуховодов:

$$F = \frac{L_p}{3600 \cdot v_{рек}}, \quad (7.1)$$

где L – расход воздуха на участке, м³ /ч;

$v_{рек}$ – рекомендуемая скорость воздуха на участке воздуховода:

а) в системах естественной вентиляции:

- для горизонтальных каналов – 0,5–1,0 м/с;
- для вертикальных каналов – 0,5–1,0 м/с;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР				

- для вытяжных шахт – 1,0–1,5 м/с.
- б) в системах механической вентиляции:
 - для участка с жалюзийной решеткой – 2–5 м/с;
 - для участка с вентилятором – 6–12 м/с;
 - для магистральных воздухопроводов производственных зданий – до 12 м/с;
 - для ответвлений воздухопроводов производственных зданий – до 6 м/с.

По найденной площади необходимо подобрать размеры прямоугольного воздуховода $a \times b$. После выбора стандартных размеров пересчитывается скорость воздуха в воздуховоде по формуле:

$$v = \frac{L_p}{3600 \cdot a \cdot b} \quad (7.2)$$

По размерам a и b для прямоугольных воздухопроводов рассчитывается эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2ab}{a + b} \quad (7.3)$$

По номограммам из учебника Титова В.П. «Курсовое и дипломное проектирование» [16] определяем удельные потери на трение R , Па/м, которые для прямоугольных воздухопроводов зависят от v и $d_{\text{экв}}$.

Потери давления по длине равны:

$$\Delta P_L = R \cdot l \cdot \beta_{\text{ш}}, \quad (7.4)$$

где $\beta_{\text{ш}}$ – коэффициент шероховатости, для стальных воздухопроводов принимаем равным 1;

l – длина участка воздуховода, м;

Потери давления на местные сопротивления определяются по формуле

$$\Delta P_M = \sum \xi_i \cdot P_d, \quad (7.5)$$

где $\sum \xi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода, коэффициенты местных сопротивлений на границе двух участков относят к участку с меньшим расходом; определяют из главы 15 по [4];

P_d – динамическое давление, Па, определяется по формуле

$$P_d = \rho v^2 / 2, \quad (7.6)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³

Суммарные потери давления по участкам магистрального направления определяются по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_M. \quad (7.7)$$

					130301.2018.11.248 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Производят увязку потерь давления по ответвлениям воздуховодов в пределах 15 % для системы вентиляции с механическим движением воздуха, т.е. потери от точки разветвления до конца ответвления должны отличаться не более чем на 15% от потерь от этой же точки до конца главной магистрали, то есть

$$H = \frac{\Delta P_{\text{маг}} - \Delta P_{\text{отв}}}{\Delta P_{\text{маг}}} \cdot 100 \% \leq 15\% \quad (7.8)$$

где $\Delta P_{\text{маг}}$ – сумма потерь давления на участках магистрали от точки присоединения ответвления до последнего участка.

Пример расчета участка № 1 вытяжной системы в торговом зале ПВ1:

Составляем расчетную схему вытяжной системы вентиляции для торгового зала. Она представлена в приложении Г на рисунке Г.1.

Расход воздуха на первом участке $L_1 = 1100 \text{ м}^3/\text{ч}$, длина участка 3,56м.

Задаем размеры поперечного сечения воздуховодов равными 400×500 мм, а площадь $F_1=0,2\text{м}^2$.

Скорость воздуха в воздуховоде

$$v = \frac{1100}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,5} = 1,528 \text{ м/с.}$$

По размерам а и b рассчитывается эквивалентный диаметр

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 500}{400 + 500} = 444\text{мм.}$$

По номограмме определяем удельные линейные потери давления, равные $R = 0,07 \text{ Па/м}$. Потери давления по длине равны:

$$\Delta P_L = 0,07 \cdot 3,56 \cdot 1 = 0,3 \text{ Па,}$$

где $\beta_{\text{ш}} = 1$ для стали с коэффициентом шероховатости $k_s = 0,1$.

Коэффициенты местных сопротивлений на данном участке:

1. воздухораспределительная решетка $\xi = 2$;
2. отвод 90° $\xi = 0,35$;
3. тройник на проход $F_{\text{п}}/F_c=0,2/0,2=1$; $F_o/F_c=0,112/0,2=0,6$
 $L_o/L_c=1100/2200=0,5$ ($\xi=0,65$).

Сумма КМС равна: $\sum \xi = 3$.

Потери давления на местные сопротивления равны:

$$P_d = 1,2 \cdot 1,528^2/2 = 1,4 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_M = 1,4 \cdot 3 = 4,2 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления по участкам магистрального направления:

$$\Delta P = 0,3 + 4,2 = 4,5 \text{ Па.}$$

Расчет остальных участков основных направлений приточной и вытяжной систем представлен в таблицах В.1 - В.3 приложения В.

После расчета основного направления и ответвления выполняем увязку системы по общим участкам, пользуясь формулой (7.8):

$$\Delta P_{\text{маг}} = 260 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{отв}} = 202 \text{ Па}$$

$$H = \frac{260-220}{260} \cdot 100 \% = 14 \% < 15\%$$

Так как невязка не превышает 15%, то на ответвлении не требуется установка регулирующего устройства – дроссель клапана.

Пример расчета участка № 1 приточной системы в торговом зале ПВ1:

Составляем расчетную схему приточной системы вентиляции для торгового зала. Она представлена в приложении Г на рисунке Г.2.

Расход воздуха на первом участке $L_1 = 1100 \text{ м}^3/\text{ч}$, длина участка 6,3м.

Задаем размеры поперечного сечения воздухопроводов равными 400×500 мм, а площадь $F_1 = 0,2 \text{ м}^2$.

Скорость воздуха в воздуховоде

$$v = \frac{1100}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,5} = 1,528 \text{ м/с.}$$

По размерам а и b рассчитывается эквивалентный диаметр

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 500}{400 + 500} = 444 \text{ мм.}$$

По номограмме определяем удельные линейные потери давления, равные $R = 0,07 \text{ Па/м}$. Потери давления по длине равны:

$$\Delta P_L = 0,07 \cdot 6,3 \cdot 1 = 0,4 \text{ Па,}$$

где $\beta_{\text{ш}} = 1$ для стали с коэффициентом шероховатости $k_s = 0,1$.

Коэффициенты местных сопротивлений на данном участке:

1. воздухораспределительная решетка $\xi = 2$;
2. отвод 90° $\xi = 0,35$;
3. тройник на ответвление $F_{\text{п}}/F_c = 0,2/0,2 = 1$; $F_o/F_c = 0,2/0,2 = 1$;
 $L_o/L_c = 1100/2200 = 0,5$ ($\xi = 2,7$).
4. Сумма КМС равна: $\sum \xi = 5,05$.

Потери давления на местные сопротивления равны:

$$P_d = 1,2 \cdot 1,528^2/2 = 1,4 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_M = 1,4 \cdot 5,05 = 7,1 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления по участкам магистрального направления:

$$\Delta P = 0,4 + 7,1 = 8 \text{ Па.}$$

Расчет остальных участков основных направлений приточной и вытяжной систем представлен в таблицах В.1 - В.3 приложения В.

После расчета основного направления и ответвления выполняем увязку системы по необщим участкам, пользуясь формулой (7.8):

$$\Delta P_{\text{маг}} = 141 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{отв}} = 126 \text{ Па}$$

$$H = \frac{141-126}{126} \cdot 100 \% = 13 \% < 15\%$$

Так как невязка не превышает 15%, то на ответвлении не требуется установка регулирующего устройства – дроссель клапана.

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

8 АВТОМАТИЗАЦИЯ

8.1 Характеристика объекта регулирования

В данном разделе необходимо выполнить автоматизацию приточно-вытяжной установки ПВ1с теплоутилизацией тепла, обслуживающая торговый зал компании «NED».

По ходу движения приточного воздуха в приточной установке ПВ1 располагаются элементы:

1. Воздушный клапан;
2. Фильтр карманный;
3. Теплоутилизатор;
4. Воздухонагреватель жидкостный;
5. Воздухоохладитель;
6. Вентилятор;
7. Шумоглушитель.

8.2 Техническое задание

Автоматизация объекта подразумевает выполнение нескольких условий:

- автоматическое регулирование технологических параметров;
- блокировка и защита оборудования;
- контроль параметров;
- аварийная и технологическая сигнализация.

Автоматически регулируются и поддерживаются на заданном уровне температуры приточного воздуха в зимний и в летний периоды.

Контроль параметров предусмотрен для:

- температур приточного воздуха в зимний и в летний периоды;
- температуры воздуха за калорифером;
- температуры обратной воды;
- работы вентилятора;
- загрязнения воздушного фильтра.

Контроль параметров осуществляется следующими приборами:

- канальный датчик температуры;
- датчик температуры наружного воздуха;
- датчик температуры обратной воды;
- дифференциальный манометр для контроля загрязнения фильтра и вентилятора.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР					

Защита оборудования выполняется от замораживания калорифера.

Сигнализация предусматривается в блоке управления и автоматизации системы. Она делится на аварийную и технологическую.

8.3 Параметры регулирования объекта и их контроль

Автоматика системы ПВ1 должна обеспечить выполнение следующих задач:

- Поддержание необходимой температуры приточного воздуха за счет изменения расхода теплоносителя;
- Защита теплоутилизатора от замерзания;
- Автоматическое включение/выключение насоса в контуре нагрева по температуре наружного воздуха в режиме зима-лето;
- Контроль работы фильтра.

Теплоутилизатор может замёрзнуть, так как при передаче тепла от вытяжного воздуха к приточному происходит охлаждение вытяжного воздуха-это изотермический процесс. Охлаждая теплый вытяжной воздух, мы повышаем его влажность и, в конце концов, при определенных параметрах приточного и вытяжного воздуха, достигаем температуры «точки росы», при которой из вытяжного воздуха начинает выпадать влага. Эта влага конденсируется на пластинах теплообменника и стекает в конденсатный поддон. При минусовых температурах сконденсированная влага, задержавшаяся на пластинах теплообменника, может замёрзнуть и перекрыть ток воздуха. Для создания возможности бесперебойной работы рекуператора в зимний период он защищается от замерзания системой автоматики. Для этого используют температурное реле. Установленное на воздуховоде после утилизатора.

Для регулирования системы контроль должен проводиться над следующими параметрами:

- Температура приточного воздуха TE;
- Температура обратного теплоносителя по термостату TS;
- Температура воздуха после теплоутилизатора по термостату TS;
- Измерение перепада давление до и после фильтра PDS;
- Измерение перепада давление дои после вентилятора PDS;

8.4 Защитные функции и блокировки при авариях

Защита в приточной установке осуществляется от следующих ситуаций:

1) Замораживание калорифера. Защита от замораживания калорифера осуществляется противозамерзающим термостатом – TS по воздуху и воде. Защита производится путем контроля минимальной допустимой температуры воздуха за нагревателем и температурой обратного теплоносителя. При достижении установленной минимальной температуры воздуха сигнал на контроллер вызывает закрытие воздушного клапана на входе в агрегат, остановку вентиляторов и максимальное открытие водяного клапана, а также включение циркуляционного насоса.

2) Засорение фильтра. Защита фильтра осуществляется контролем перепада давления. Если перепад давления на фильтре слишком велик, то на щите загорается индикатор «Засорение фильтра». Допустимое значение указывается в паспорте фильтра и устанавливается при наладке на дифференциальном датчике. Отключение системы при этом не предусмотрено.

3) Авария вентилятора. Защита вентилятора осуществляется контролем перепада давления. Если перепад давления на вентиляторе после запуска системы не появляется или в ходе эксплуатации пропадает, то система останавливается. При этом загорается индикатор «Авария», а индикатор «Вентилятор» гаснет.

Датчик температуры приточного воздуха предназначен для определения температуры воздуха в воздуховоде. Передает электрический сигнал на контроллер, который в свою очередь управляет регулирующим клапаном на теплоносителе калорифера. При уменьшении измеренной температуры клапан открывается, при увеличении – закрывается, изменяя тем самым температуру теплоносителя через калорифер и, следовательно, нагрев воздуха в системе. Насос обеспечивает циркуляцию в системе.

В конечном результате проектирования системы автоматизации мы получили приточно-вытяжную установку с теплоутилизатором, осуществляющую эффективную и гибкую подготовку наружного воздуха перед подачей в помещения, отвечающую всем требованиям. Установка оборудована системами контроля и защиты уязвимых компонентов, такими как защита калорифера от замораживания, контроль за запыленностью

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	130301.2018.11.248 ПЗ ВКР	

фильтра, оборудованный световым сигналом, который позволяет осуществлять своевременную замену. Также осуществляется контроль за работой вентилятора. Электроприводы воздушного клапана, насоса, и вентилятора комплектуются приборами, с помощью которых оператор имеет возможность переключиться в ручной режим при срабатывании сигнализации.

Функциональная схема системы автоматизации приточной установки представлена в графической части проекта на листе 7.

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте были определены тепловыделения и количество выделяющихся вредностей для торгового зала, а также воздухообмен для данного помещения. По кратностям рассчитан воздухообмен для помещений вспомогательного назначения.

Разработана схема трассировки воздуховодов внутри торгового комплекса. Запроектированы приточные и вытяжные (механические и естественные) системы вентиляции. В систему вентиляции торгового зала встроена секция охлаждения для комфортного пребывания людей в летний период. Для каждой системы был выполнен подбор оборудования.

Произведен аэродинамический расчет, в ходе которого были определены размеры воздуховодов на отдельных участках, и определены потери давления на них.

Для системы вентиляции, обслуживающей торговый зал составлена схема автоматизации.

Оформление дипломного проекта выполнено согласно нормативной литературе.

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99;
2. СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003;
3. ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении»;
4. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. Краснов Ю.С. 2006;
5. СП 1.13130.2009 Системы противопожарной защиты. Эвакуационные пути и выходы (с Изменением N 1);
6. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003;
7. Отопление и вентиляция. Часть 2. В.Н. Богословский.
8. Справочник проектировщика «Вентиляция и кондиционирование воздуха» под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера;
9. МГСН 4.13-97 «Предприятия розничной торговли»;
10. Ведомственные нормы технологического проектирования заготовочных предприятий общественного питания по производству полуфабрикатов, кулинарных изделий, ВНТП 04-86;
11. СП 44.13330.2011 Административные и бытовые здания. Актуализированная редакция СНиП 2.09.04-87;
12. Р НП "АВОК" 7.3-2007 Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания;
13. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003;
14. Ананьева В.А. и др. «Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика»;
15. Каталог для подбора воздухораспределителей <http://www.arktika.ru/html/pmu.htm>;
16. Титова В.П. «Курсовое и дипломное проектирование»
17. ГОСТ 21.404-85 СПДС «Автоматизация технологических процессов. Обозначения условные приборов и средств автоматизации в схемах» – Стандартиформ, 2007;

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

18. А.В. Волощенко, Д.Б. Горбунов «Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования»;
19. ГОСТ 21.602-2003 «Правила оформления рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования»;
20. СТО ЮУрГУ 04-2008 «Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению»;
21. СТО НП АВОК 1.05-2006 «Условные графические обозначения в проектах отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и теплоснабжения».

					<i>130301.2018.11.248 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		