

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Электронного обучения
Специальность промышленная теплоэнергетика
Кафедра теоретической и промышленной теплотехники

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

Тема работы
Проектирование системы обеспечения микроклимата в производственном корпусе СибМЗ г. Северск.

УДК [697.3+697.9]:628.8001.6

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-6501	Ракитин Сергей Сергеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Молодежникова Лидия Иосифовна			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры менеджмента	Фигурко Аркадий Альбертович	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности	Сечин Андрей Александрович	к.т.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
теоретической и промышленной теплотехники	Кузнецов Гений Владимирович	профессор, д.ф.-м.н.		

Томск – 2016

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Электронного обучения

Направление подготовки промышленная теплоэнергетика

Кафедра теоретической и промышленной теплотехники

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой ТПТ

Кузнецов Г.В.

(Подпись) (Дата)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Дипломного проекта

Студенту:

Группа	ФИО
3-6501	Ракитину Сергею Сергеевичу

Тема работы:

**«Проектирование системы обеспечения микроклимата в производственном корпусе
СибМЗ г.Северск.»**

Утверждена приказом директора (дата,
номер)

№

Срок сдачи студентом выполненной
работы:

14.06.2016 г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).

Выпускная работа включает в себя разработку инженерного программного обеспечения, предназначенного производственного корпуса СибМЗ в Северске Томской области.

Здание, производство предназначено для сварки и сборки продукции для нужд СибМЗ. Это филиал, который обслуживает производство бобин, металлоконструкций и нестандартного оборудования, подъемных устройств, отделение живописи, контроля и сварки лабораторные и административные здания. также размещены административные здания в здании.

Площадь постройки: Северск, Томская область. Источник тепла: наружная система отопления. Параметры охлаждающей жидкости: 95/70°C. Давление на входе в систему отопления здания: $P_{\text{под}} = 5,5 \text{ кгс / см}^2$; $P_{\text{обр}} = 4,5 \text{ кгс / см}^2$.

Здание имеет два этажа, без подвала и чердака. Размеры осей 114,3x72,6m. Высота первого этажа в осях "А-В" 8,4m, в осях «Б-М» - 14,1m, в осях "М-П" - 9,3m. Высота первого этажа административной части - 3 м. Крыша осей "А-В" и "М-П" тощей-к, остальная часть поверхности крыши без уклона. Главный вход расположен на восточной и западной сторонах здания, а также поддержки

	со стороны юга. Характеристики ограждающих: Наружные стеновые панели "сендвич" типа 100 мм. $K = 0,58 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; Панели крыши, такие как "сендвич", 170 мм. $K = 0,42 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; Остекление: двойное остекление: для производства $K = 2,54 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, для административного и бытового $K = 2 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; двери $K = 2,3 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; Наружные двери $K = 1, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	Целью данной дипломной работы является расчет системы отопления и вентиляции производственного корпуса СибМЗ в г. Северск. Одним из важнейших вопросов данной дипломной работы будет расчет энергосберегающих приточно-вытяжных установок с рекуперацией тепла и применение современного экономичного и энергоэффективного оборудования для систем отопления вентиляции. Введение; Реферат; 1 Исходные данные; 2 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха; 3 Расчет тепловой мощности системы отопления; 4 Расчет системы отопления; 5 Расчет системы вентиляции; 6 Аэродинамические основы организации воздухообмена в помещении; 7 Тепловой пункт здания; 8 Энергосбережение; 9 Расчет системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями; 10 Охрана окружающей среды; 11. Автоматическая система учета тепловой энергии; 12. Техничко-экономическое расчеты проекта отопления и вентиляции; Заключение; Список использованной литературы; Приложения.
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	7 листов графического материала А-1
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Фигурко А.А., к.э.н., доцент каф. менеджмента
Социальная ответственность	Сечин А.А., к.т.н., доцент каф. экологии и безопасности жизнедеятельности
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	18.03.2016 г.

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст.преп.	Молодежнкова Лидия Иосифовна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-6501	Ракитин Сергей Сергеевич		

Реферат.

Выпускная работа 164 страниц, , 8 рисунков, 41 источник литературы, 8 листов графического материала.

Система отопления, система вентиляции, тепловая нагрузка, местный отсос, передвижной, воздухообмен, рекуператор, приточно-вытяжные установки, вентилятор, шумоглушитель, газовый инфракрасный излучатель.

Цель работы – проект системы отопления и вентиляции производственного корпуса СибМЗ в г. Северске.

В ходе проекта были рассчитаны системы отопления и вентиляции производственного корпуса, выбрано оборудование для вытяжных и систем вентиляции. Предложены меры энергосбережения и альтернативная система отопления. Проведен расчет технико-экономического обоснования выбранных отопительных приборов. Рассмотрены производственная и экологическая безопасность проекта, а также возможность внедрения системы автоматизации узла учета тепловой энергии.

Выпускная работа выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2010. Подбор вентиляционного оборудования произведен по программе подбора оборудования фирмы KORF. Графическая часть выполнена в среде AutoCAD 2010.

Содержание

	стр.
Введение	8
1 Исходные данные.	9
2 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха.	11
3 Расчет тепловой мощности системы отопления.	13
4 Расчет системы отопления.	32
4.1 Выбор схемы системы отопления и типа отопительных приборов.	32
4.2 Определение количества отопительных приборов.	33
4.2.1 Размещение отопительных приборов.	33
4.2.2 Расчет теплоотдающей поверхности отопительных приборов.	34
4.3 Гидравлический расчет системы отопления.	49
5 Расчет системы вентиляции.	50
5.1 Описание технологического процесса. Определение количества вредностей поступающих в помещения.	53
5.2 Местные отсосы.	54
5.3 Общеобменная вентиляция.	63
5.3.1 Расчет воздухообмена.	63
5.3.2 Расчет естественной вытяжной вентиляции.	67
5.3.3 Аэродинамический расчет системы вентиляции.	71
5.3.4 Расчет и выбор оборудования для системы вентиляции.	79
5.3.5 Гидравлический расчет системы теплоснабжения калориферов.	86
6 Аэродинамические основы организации воздухообмена в помещении.	92
7 Тепловой пункт здания.	98
8 Энергосбережение.	97

9 Расчет системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями.	116
10 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.	122
11 Автоматическая система узла учета тепловой энергии	126
12 Социальная ответственность	128
113 Заключение.	129
Список использованных источников.	130

Введение.

Углеводородные топлива на долгие годы будет оставаться основным компонентом энергетического баланса России. Спрос на нефтепродукты постоянно растет, а также требований, предъявляемых к их качеству.

Западная Сибирь традиционно характеризуется высокими ценами на энергию и топливо. В то же время, их потребление постоянно растет. В связи с этим, рынок в этом регионе испытывает необходимость расширения существующих и строительства новых предприятий.

Для промышленных предприятий любой отрасли является важным экономическим показателем, который отражает их производительность является производительность труда. Без высокого качества дизайна и установки системы отопления и вентиляции для достижения высоких уровней производительности возможно. Кроме того, нарушение норм и правил расчета и установки этих систем могут повлиять на здоровье работников, что нехватка квалифицированных кадров является абсолютно неприемлемым.

Основная задача, выполняемая отопления и системы вентиляции любого промышленного объекта, является создание микроклимата в помещениях, необходимых для процесса нормального потока и сохранить здоровье и надлежащее техническое состояние дорогостоящего оборудования.

Целью данной работы является расчет отопления и вентиляции инженерного корпуса СибМЗ в Северске. Одним из наиболее важных вопросов этого тезиса является расчет энергоэффективных с рекуперацией тепла и использования современной экономической и энергоэффективного оборудования для систем вентиляции отопления.

1 Исходные данные.

Выпускная работа включает в себя разработку инженерного программного обеспечения, предназначенного производственного корпуса СибМЗ в Северске Томской области.

Здание, производство предназначено для сварки и сборки продукции для нужд СибМЗ. Это филиал, который обслуживает производство бобин, металлоконструкций и нестандартного оборудования, подъемных устройств, отделение живописи, контроля и сварки лабораторные и административные здания. также размещены административные здания в здании.

Площадь постройки: Северск, Томская область. Источник тепла: наружная система отопления. Параметры охлаждающей жидкости: 95/70°C. Давление на входе в систему отопления здания: $P_{\text{под}} = 5,5 \text{ кгс / см}^2$; $P_{\text{обр}} = 4,5 \text{ кгс / см}^2$.

Здание имеет два этажа, без подвала и чердака. Размеры осей 114,3x72,6m. Высота первого этажа в осях "А-В" 8,4m, в осях «Б-М» - 14,1m, в осях "М-П" - 9,3m. Высота первого этажа административной части - 3 м. Крыша осей "А-В" и "М-П" тощей-к, остальная часть поверхности крыши без уклона. Главный вход расположен на восточной и западной сторонах здания, а также поддержки со стороны юга.

Характеристики ограждающих:

Наружные стеновые панели "сендвич" типа 100 мм. $K = 0,58 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{°C}$;

Панели крыши, такие как "сендвич", 170 мм. $K = 0,42 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{°C}$;

Остекление: двойное остекление: для производства $K = 2,54 \text{ Вт/ м}^2 \cdot 0^\circ \text{ С}$, для административного и бытового $K = 2 \text{ Вт / м}^2 \cdot 0^\circ \text{ С}$;
двери $K = 2,3 \text{ Вт/ м}^2 \cdot 0^\circ \text{ С}$; Наружные двери $K = 1, \text{ Вт/ м}^2 \cdot 0^\circ \text{ С}$.

2 Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

Климатические показатели на рабочих местах всех видов производственных помещений выбираются в соответствии с таблицей. 2 "Допустимые значения климатических параметров на рабочих местах в производственных помещениях" 2.2.4.548-96 СанПиН "Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» и табл. 1 "Оптимальная температура и допустимые нормы, относительная влажность и скорость движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений" ГОСТ 12.1.005-88 "Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны." Категории труда, значение, принятое в приложении 1 ГОСТ 12.1.005-88. Температура воздуха в помещении $t = 16^{\circ}\text{C}$

Очистка температуры воздуха и скорости вентиляции в административных и жилых помещений следует принимать в соответствии с таблицей в холодное время года. 19 СНиП 2.09.04-87 * "Административные и бытовые здания". Температура воздуха в административных и жилых помещений $t = 16 \div 25^{\circ}\text{C}$

наружные параметры воздуха принимаются в соответствии с рекомендациями [1] в соответствии с географическим положением области объекта. Есть два варианта наружного климата при проектировании вентиляции - Параметры А и В, выбор которых определяется следующими положениями.

Для холодного времени года:

И принимать параметры, когда общая вентиляция (с естественной и механическим приводом), предназначенный для удаления избытка тепла, влаги, в том числе вентиляции с испарительного (адиабатического) охлаждения воздуха. Температура наружного воздуха $t = -25^{\circ}\text{C}$; расчетная скорость ветра $V_e = 4,7\text{m} / \text{с}$;

Варианты В - когда общая вентиляция, предназначенная для удаления вредных веществ любого класса опасности, компенсации воздуха, удаляемого местного отсоса и технологического оборудования, с

вентиляцией с испарительным (адиабатическим) с воздушным охлаждением, воздух dushirovaniya, воздушные завесы, нагрев воздуха (в сочетании с принудительная вентиляция) кондиционирования воздуха при проектировании системы отопления. Температура наружного воздуха = тд - 40 ° С; расчетная скорость V_r = ветра 3 м / с.

В переходных условиях для всех частей страны для температуры наружного воздуха принимают температуру $T_n = 8$ ° С, удельная энтальпия $J = 22,5$ кДж / кг,

Для теплого времени года:

Варианты исполнения и принимают во всех системах вентиляции, включая вентиляцию с адиабатическим охлаждением воздуха. Температура наружного воздуха:

$t = -25$ ° С; конструктивная скорость v_3 = Ветер 4,7 м / с;

Параметры, используемые для систем кондиционирования воздуха Температура наружного воздуха $t = -40$ ° С; расчетная скорость ветра $v_3 = 3$ м / с.

3 Расчет тепловой мощности системы отопления.

Здания, сооружения и помещения с постоянными термическими условиями во время отопительного сезона. Чтобы поддерживать температуру на заданном уровне тепловых потерь и коэффициента усиления тепла по сравнению с предполагаемыми стационарном ,состоянии, когда самый большой возможный дефицит тепла. [3]

Тепловая мощность отопительной системы $Q_{от}$ помещений для компенсации дефицита тепла:

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{и}$$

$Q_{огр}$ - потери тепла через ограждающие конструкции,

$Q_{и}$ -для нагрева наружного воздуха, поступающего через открытые ворота, двери и другие отверстия и трещины в заборе.

усиления тепла в помещении будут приниматься во внимание при проектировании системы вентиляции.

Потери тепла через ограждающие поверхности $Q_{огр}$ пространства конструкции состоят из потерь тепла через отдельное пространство шкафа, определяется по формуле (8.4) [4, с.34] Вт:

$$Q_{огр} = k \cdot A \cdot (t_{int} - t_{ext}) \cdot n \cdot (1 + \Sigma \beta),$$

где k - коэффициент теплопередачи корпуса, Вт/(м²·К), $k = 1/R_0$

A - забор площадь, м²;

t_{int} - температура в помещении, °С;

t_{ext} - дизайн температуры наружного воздуха для проектирования отопления, °С; для Северска $t_{ext} = -40$ °С;

n - коэффициент, учитывающий положение наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху берется из табл. 5.2 [4, с.20];

$(1 + \Sigma \beta)$ - коэффициент дополнительных потерь тепла, принятых в соответствии с рекомендациями главы 8 [4, с.36].

R_0 - снижение сопротивления теплопередаче шкафа, К · м² / Вт;

Выше термическое сопротивление ограждения определяется по формуле

$$R_0 = R_b + R_k + R_n = \frac{1}{\alpha_b} + \frac{\sum \delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}$$

где R_b , R_n - сопротивление теплопередаче на внутренней и внешней поверхностях забора;

R_k термическое сопротивление слоев материала оболочки здания;

α_b , α_n , коэффициенты теплопередачи внутренней и наружной поверхностей ограждений, Вт / (м² · °С);

δ_i Толщина слоя материала, м;

λ_i рассчитанный коэффициент теплопроводности слоя материала, полученного прил. 3 СНиП II-3-79 ** с учетом условий эксплуатации ограждающих конструкций.

При расчетах потери тепла производственных помещений для поселения, чтобы покрыть и световые люки делают температуру воздуха в верхней зоне $t_{вз} = t_{int} + \Delta t (h_{п} - 2)$, а высота помещения $h_{п}$, м, без существенного генерирования тепла $\Delta t = 0,3 - 0,7$ °С/м.

Дополнительные потери тепла через ограждающие конструкции β следует принимать в долях основных потерь:

а) в помещениях для любых целей через внешнюю вертикальных и наклонных (вертикальная проекция) стены, двери и окна, выходящие на север, восток, северо-восток и северо-запад со скоростью 0,1; на юго-восток и запад - в размере 0,05; в угловых комнатах (с двумя или более наружных стен) далее - до 0,05 на каждой стене, двери и окна;

б) через передние двери не оборудованы воздушными завесами, при высоте зданий H , м, средний балл планирования земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий или лампы устья шахты в Оценка скорости 0.2Н - для тройной двери с двумя вестибюлях между ними; 0,27Н - для двойных дверей с тамбуром между ними; 0,34Н - для двойных дверей без тамбура; 0,22Н - для одиночных дверей;

в) через наружные ворота, не оборудованные воздушными и завесами - на 3 при отсутствии вестибюля.

Тепловое сопротивление должно быть определено:

а) для неизолированных полов на грунте и стен, расположенных ниже уровня земли с теплопроводностью $\lambda \geq 1,2$ Вт/(м²·°С) в зонах шириной 2 м, параллельно наружным стенам, принимая R_c , м²·°С /Вт равна:

2,1 - для I зоны;

4,3 - "II";

8,6 - "III";

14,2 - "IV"; (Для остальной части площади);

тепловой поток , Q_i для нагрева воздуха, проникающими, определяется по формуле

$$Q_i = 0,28 \cdot \Sigma G_i \cdot c \cdot (t_p - t_i) \cdot k,$$

где G_i - инфильтрации поток воздуха, кг / ч, через ограждающие конструкции помещений, определенных в соответствии с пунктом 3 приложения 10 СНиП 2.04.05-91 ;.

c - удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж / (кг/С);

t_p , t_i - расчетная температура, °С, соответственно, в комнате (учитывая средний рост для помещений высотой более 4 метров) и наружного воздуха в холодный период года (параметры Б);

K - коэффициент, учитывающий влияние встречного теплового потока в структурах 1 окна со спаренными связующих.

Проникновение потока воздуха в помещении G_i , кг / ч, следует определять по формуле утечки через внешние ограждения

$$G_i = 0,216 \cdot \Sigma A_1 \cdot \Delta p_i^{0,67} / R_u + \Sigma A_2 \cdot G_n \cdot (\Delta p_i / \Delta p_1)^{0,67}$$

где A_1 , A_2 - площадь наружном ограждении, м², соответственно световых проемов (окна, балконные двери, лампы) и других барьеров;

Δp_i , Δp_1 - расчетная разность между давлениями на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций соответственно в текущем полу при $\Delta p_1 = 10$ Па;

R_u - сопротивление воздухопроницаемости, м²·ч·Па/кг, п.5.1 п. 5.1 СНиП II-3-79**:

$$R_u = \frac{\Delta p_i}{G_n};$$

G_n - нормативная воздухопроницаемость внешние ограждающие конструкции, кг/(м²·ч), принятая в соответствии с таблицей. 12 * СНиП II-3-79 **:

Рассчитанная разница между давлениями на наружной и внутренней поверхностях каждого раздела Δp_i , Па, принимается после определения условно постоянного давления воздуха в здании пинту Δp_1 (приравнены к давлению на внутренних поверхностях ограждающих частей) на основе

равенства поток воздуха на входе в здание ΣG_i , кг/ч, и удаляется из него ΣG_{ext} , кг/ч, из-за жары и давления ветра и дисбаланса между затратами и поставляемых систем вентиляции воздуха выхлопными с искусственным побуждением и расходуется на технологические нужды.

Сметная давление разница Δp_i , определяется по формуле

$$\Delta p_i = (H - h_i) \cdot g \cdot (\gamma_i - \gamma_p) + 0,5 p_i \cdot v^2 \cdot (c_{e,n} - c_{e,p}) \cdot k_l - p_{int},$$

где H - высота здания, м, от средней отметки планирования земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий или лампы устья шахты;

h_i - расчетная высота, м, от уровня земли до верха окон, балконных дверей, дверей, ворот, дверных проемов или до оси горизонтальных и вертикальных стыков стеновых панелей среднего;

γ_i, γ_p - удельный вес в Н / м³, соответственно, и наружный воздух в помещении, определяется по формуле

$$\gamma = \frac{3463}{(273 + t)},$$

p_i - плотность окружающего воздуха, кг / м³;

v - скорость ветра, м / с, принятые Приложение 8 и в соответствии с разделом 3.2 СНиП 2.04.05-91. Расход воздуха инфильтрации следует определять принимая $v = V$. параметры скорости ветра 3 м / с.

$c_{e,n}, c_{e,p}$ - аэродинамические коэффициенты соответственно для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания, принимаемые приложения 4 к СНиП 2.01.07-85. Преобладающее направление ветра - на юг. Что касается отдельных плоских твердых структур с вертикальными и отклоняясь от вертикали не более чем на 15 ° поверхности: $c_{e,n} = 0,8$, $c_{e,p} = -0,6$;

k_l - коэффициент, учитывающий изменение давления скорости ветра в зависимости от высоты здания (14,1 м), взятый из табл. 6 СНиП 2.01.07-85. Для типа А местности - открытых прибрежных морей, озер и водохранилищ,

пустыни, степи, степи, тундры, $k_1 = 1,1025$ - условно постоянного давления воздуха в здании, Па.

Условно-постоянное давление воздуха в здании в отсутствие организованной вентиляции предполагается равным наибольшему избыточному давлению в верхней части здания выходя из-за действием гравитационного и ветрового и давления, т.е.

$$p_{int} = 0,5 \cdot H \cdot g \cdot (\gamma_i - \gamma_p) + 0,25 \cdot p_i \cdot v^2 \cdot (c_{e,n} - c_{e,p}) \cdot k_1$$

Предполагается, что расчетное значение постоянной для p_{int} зданий, на лестничных клетках, непосредственно связанных с ним по коридорам, а также в отдельных помещениях с бесплатным перетока воздуха из комнаты в коридор.

Принимая во внимание выражения для формулы пинты для определения расчетной дифференциального давления p_{int} будет выглядеть

$$\Delta p_i = g \cdot (0,5H - h_i) \cdot (\gamma_i - \gamma_p) + 0,25 p_i \cdot v^2 \cdot (c_{e,n} - c_{e,p}) \cdot k_1$$

4 Расчет системы отопления.

4.1 Выбор схемы системы отопления и типа отопительных приборов.

Система отопления принимается центральная горизонтальная двухтрубная со встречным движением теплоносителя с верхней разводкой подводящих и нижней разводкой разводящих трубопроводов. Теплоноситель – вода с температурой 95/70°C. Движение теплоносителя в приборе сверху вниз - для обеспечения наибольшей теплоотдачи приборов. Удаление воздуха местное.

В качестве нагревательных приборов для производственных помещений приняты регистры из гладких труб ввиду повышенных требований к прочности, надежности, необходимости обеспечения удобства монтажа и очистки. Для административно-бытовых помещений приняты напольные медно-алюминиевые конвекторы "Элегант-Плюс" кимрского завода теплового оборудования «РАДИАТОР», отличающиеся высокой

эстетичностью, доступностью, дешевизной и хорошими теплотехническими показателями [8].

Для установки в производственных помещениях принимаются регистры из четырех стальных гладких труб диаметром 108х4мм или 89х3,5мм. Коэффициент теплопередачи с погонного метра труб регистра: d=108х4мм – k=218Вт/м; d=89х3,5мм – k=179Вт/м при теплоносителе воде с параметрами 95-70°C (табл. III.22 и III.26 [35]).

Характеристики конвекторов: температура теплоносителя до 130°C, рабочее давление до 15 атм., опрессовочное давление 25 атм., все конвекторы комплектуются краном Маевского.

4.2 Определение типа и количества отопительных приборов.

4.2.1 Размещение отопительных приборов.

Преимущественным является размещение приборов под световыми проёмами у наружных ограждений. Такое расположение способствует повышению температуры в нижней части наружной стены и уменьшает радиационное охлаждение. Потоки тёплого воздуха, поднимающиеся по стене, уменьшают проникновение холодного воздуха в рабочую зону.

При размещении приборов у наружных и внутренних ограждений их длина подбирается с учетом расстояния между несущими колоннами или входными проемами так, чтобы обеспечить удобство монтажа и последующей очистки. Регистры располагаются на расстоянии не менее 300 мм от пола.

4.2.2 Расчет теплоотдающей поверхности отопительных приборов

Для поддержания в отапливаемом помещении расчетной температуры воздуха необходимо, чтобы количество теплоты, отдаваемой отопительными приборами и трубопроводами, равнялось тепловым потерям. Номинальный тепловой поток отопительного прибора не следует принимать меньше чем на 5% или на 60 Вт требуемого по расчету.

Дополнительные потери теплоты неизбежны и всегда существуют, поэтому нормами предлагается учитывать их в виде дополнительных коэффициентов при определении окончательной расчетной тепловой мощности системы отопления и теплопередачи отопительного прибора $Q_{\text{ПР}}$, Вт [7]:

$$Q_{\text{ПР}} = k \cdot Q_{\text{Р}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2$$

где $Q_{\text{Р}}$ - расчетные потери теплоты в помещении, Вт;

k - поправочный коэффициент, учитывающий (при определении тепловой мощности системы отопления в целом) дополнительные теплотопотери, связанные с охлаждением теплоносителя в магистралях, проходящих в не отапливаемых помещениях;

β_1 - коэффициент учета дополнительного теплового потока отопительных приборов за счет округления их площади сверх расчетной величины;

β_2 - коэффициент учета дополнительных потерь теплоты приборами, расположенными у наружных ограждений.

Дополнительные теплотопотери, связанные с охлаждением теплоносителя в магистралях отсутствуют, так как магистрали прокладываются в отапливаемых помещениях: $k = 1$.

Коэффициент $\beta_1 = 1$, так как шаг номенклатурного ряда выбранных отопительных приборов небольшой [8].

В зависимости от вида прибора и способа его установки у наружного ограждения величина β_2 может изменяться от 1,02 до 1,1. Принимаем $\beta_2 = 1,04$.

Таким образом, поправочный коэффициент для вычисления расчетного дефицита теплоты в помещении $k \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 = 1,04$.

Теплоотдача открыто проложенных трубопроводов принята в размере 10% теплотопотерь помещения.

Конвекторы «Элегант-Плюс» для административно-бытовых помещений подбираются по каталогу продукции по потребной теплопередаче отопительного прибора.

Длина греющих труб для производственных помещений определяется по формуле

$$l = Q_{\text{пр}} / (\pi \cdot d \cdot k),$$

где d – диаметр труб в регистре, мм,

k – коэффициент теплоотдачи стальных гладких труб, Вт/м².

После определения необходимой длины греющей трубы из принятого ряда регистров подбирается прибор с суммарной длиной труб в нем не меньше требуемой.

4.3 Гидравлический расчет системы отопления.

Гидравлический расчет осуществляется в соответствии с законами гидравлики. Расчет основан на следующем принципе: установившееся движение воды в дифференциальной системы рабочего давления (насоса и природного), полностью расходуется на преодоление гидравлического сопротивления движению. Гидравлическое сопротивление системы должно соответствовать разности давлений между током и при расчете циркуляции воды, расчетное давление циркуляции.

Гидравлический расчет выполняется в пространственной структуре системы отопления, как правило, обращается в перспективе. В схеме системы обнаружения циркулирующих кольцо, разделить их на секции, и применяются тепловые нагрузки.

Порция называется трубка или труба с такой же скоростью потока охлаждающей жидкости. Секции последовательно соединенных образующих замкнутый контур циркуляции воды через источник тепла (теплообменник), составляют кровеносную систему кольца.

Тепловая нагрузка $Q_{\text{уч}}$ состоит из тепловых нагрузок устройств, обслуживаемых воды:

$$Q_{\text{уч}} = \sum Q_{\text{п}}$$

Расход воды на участке $G_{yч}$ по ориентировочной разницы в температуре воды в системе $t_r - t_o$ дано дополнительное тепло в комнате:

$$G_{yч} = Q_{yч} \cdot 3,6 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 / c \cdot (t_r - t_o), \text{ кг/ч}$$

где $Q_{yч}$ область тепловой нагрузки;

β_1, β_2 - поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоотдачу в помещение;

c - удельная масса теплоемкость воды равна $4,187 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ \text{C})$;

Коэффициент пересчета - $3,6: 1 \text{ Вт} = 3600/1000 \text{ кДж} / \text{ч} = 3,6 \text{ кДж} / \text{ч}$

Тепловая нагрузка отопления в целом является суммой тепловых нагрузок отопительных приборов (обогрева помещений). В общей потребности в тепле для отопления зданий определяют поток воды в системе отопления:

$$G_c = Q_c / c \cdot (t_r - t_o) = \Sigma Q_n \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 / c \cdot (t_r - t_o)$$

Гидравлический расчет двухтрубных систем отопления осуществляется по определенной линейной потери давления, выбирая диаметр трубы с равным (или, как некоторые говорят, постоянные) понижает температуру воды во всех стояков и ветвей соответствующей расчетной капли t_{CT} 'в температура воды по всей системе дц

$$\Delta t_{CT} = \Delta t_c$$

Предварительно рассчитывается расход воды в каждой секции. Поскольку затраты воды находятся в таблице II.1 Приложения II дизайнера Справочник [4] принял газоводопроводных обычные диаметры труб для тепловых станций. Величина, что ограничивает возможность уменьшения диаметров труб систем отопления, а максимальная скорость теплоносителя в них, которая определяется из условий спокойной работы системы. Когда температура охлаждающей жидкости - воды, эти скорости равны труб диаметром 15 мм - $0,5 \text{ м} / \text{с}$, а труба 20, 25, 32 мм и более - $0,65$, соответственно; $0,8$; $1,0$ и $1,1 \text{ м} / \text{с}$.

Потеря давления на трение и местные сопротивления на участке определяется отдельно по преобразованной формуле:

$$\Delta p_{\text{уч}} = \left(\frac{\lambda}{d_b} \right) \cdot \left(\frac{\rho w^2}{2} \right) \cdot l_{\text{уч}} + \sum \zeta_{\text{уч}} \cdot \left(\frac{\rho w^2}{2} \right) = R l_{\text{уч}} + Z$$

где $R = \left(\frac{\lambda}{d_b} \right) \cdot \left(\frac{\rho w^2}{2} \right)$ - удельные потери давления на трение по длине 1 м, Па / м;

$$Z = \sum \zeta_{\text{уч}} \left(\frac{\rho w^2}{2} \right) - \text{Потеря давления на местное сопротивление, Па.}$$

В этом случае величина потери давления единицу в тех областях, определяется по таблице для гидравлического расчета. Значения коэффициентов местного сопротивления в областях, взятые из табл. II.10 - II.15 Справочника проектировщика [4] и местный тройник сопротивление называют часть пониженной тепловой нагрузки (соответственно, с меньшим количеством потока охлаждающей жидкости) для соседних участков.

Потеря давления в системе циркуляции кольца: последовательное соединение N участков

$$\Delta p_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N (R l_{\text{уч}} + Z)_i$$

т.е. равна сумме потерь давления в областях, составляющих кольцо;
в параллельном соединении двух секций стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j$$

т.е. потери давления в параллельно соединенных участках являются подкосы или ветви.

Расчет начинается с основной системой циркуляции для кольца.

Главный круговое кольцо считается, в котором оценивается циркулирующей Δp_p давление, длина на единицу Σl кольцо имеет наименьшее значение, т.е.

$$\Delta p_l = \frac{\Delta p_p}{\sum l} = \min$$

Вертикальная двухтрубная система представляет собой кольцо через нижний нагреватель из наиболее загруженных из удаленных стояков подстанции в тупик в движении водопровода.

Потеря давления в основной цепи кольца должна быть меньше, чем предполагаемая Δp_p циркулирующей давление на 5-10% (акций, принимая во внимание дополнительные потери давления из-за отклонений от проекта для установки системы).

Вторичное обращение кольца состоят из общих частей основного кольца (уже вычисленной), и другие (неразделяемую) области еще не рассчитаны. Их гидравлический расчет осуществляется связь потери давления. Термин "связь" означает получение потери равного давления, соединенных параллельно или дополнительных секций подающего кольца и общих частей основного кольца. Следовательно, каждое новое вычисленное только дополнительное кольцо (не общие) части, в этом случае, только промежуточные стояки. Чтобы связать потерю давления в любом промежуточном стояка должен быть одноразовым циркуляция давление $\Delta p_{p,ст}$ фактически дали в результате расчета основного кольца (на диаграмме выражается разница давлений в точках подключения стояка к магистралям).

Таким образом, гидравлический расчет вторичной системы циркуляции колец в тупиковом движении воды в сети сводится к вычислению промежуточных стояков, чтобы дать равенство:

$$\Sigma(Rl+Z)_{ст} = \Delta p_{p,ст}$$

где $\Delta p_{p,ст}$ - находится циркулирующий давление, в результате расчета основного циркуляции кольцо.

Следовательно, расположенный $\Delta p_{p,ст}$ циркуляционное давление должно быть равно величине потери давления (уже известно), в области главного кольца, закрывая стояка отчетности. Таким образом, для двухтрубных систем

$$\Delta p_{p,ст} = \Sigma(Rl+Z)_{осн}$$

В тупиковой перемещение водных систем трудно с ограниченным диапазоном труб для достижения равенства в соответствии с приведенными выше формулами. Таким образом, при определении потерь давления в промежуточных распорках, чтобы обеспечить остаточную 15% циркулирующего под давлением одноразового использования.

При расчете принятый показателем расхода теплоносителя в системе отопления, вентиляции в размере 50% от затрат на отопление.

При выборе диаметра труб в циркуляционном кольце поступают из принятого потока охлаждающей жидкости и средние ориентировочных значений удельных потерь линейного R_{cp} , давления в Па / м, определяемого формуле (предполагая, что потери на трение давление, равное 65% Δp_p)

$$R_{cp} = 0,65\Delta p_p / \Sigma l$$

где Σl - общая длина секций последовательно соединенных, которые составляют основной циркулирующий кольцо, м.

Расчетное Δp_p циркуляционное давление в системе горячего водяного отопления в целом может быть определена по формуле

$$\Delta p_p = \Delta p_H + B\Delta p_E$$

где Δp_H - циркуляционное давление, создаваемое насосом

Δp_E - естественное циркуляционное давление, возникающий из-за охлаждающей воды (нагретой до температуры расчетной), соответственно, в радиаторах и трубах циркуляционного кольца системы. Чтобы определить это значение должно знать расположение центров нагрева и охлаждения в зависимой системе отопления трудно, к тому же при расчете двухтрубных систем отопления малоэтажных зданий при низких параметрах теплоносителя можно пренебречь.

B - поправочный коэффициент, который учитывает значение естественного давления циркуляции при техническом обслуживании расчетных гидравлических условий в системе.

Давление на вводе в эксплуатацию системы отопления здания (исходный уровень): $P_{под} = 5,5 \text{ кгс/см}^2$; $P_{обр} = 4,5 \text{ кгс/см}^2$.

Таким образом, по оценкам, циркуляционное давление:

$$\Delta p_p = \Delta p_H = P_{\text{под}} - P_{\text{обр}} = 5,5 - 4,5 = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98 \text{ кПа}.$$

.

- Расчет системы отопления №8

Эта система отопления работает на гребенке №2 и обеспечивает теплотехники семинар (132) и разделение трубопроводной арматуры и производства подъемных устройств (133).

Длина основного потока кольца определяется из аксонометрической схемы системы отопления: $\Sigma l = 554,1 \text{ м}$.

Средняя удельная потеря линейное давление:

$$R_{\text{ср}8} = 0,65 \cdot 98000 / 554,1 = 115 \text{ Па/м}$$

Заполните текущее потребление воды в пустой столбец в областях аксонометрической схемы построения графиков их длины, на потребление воды в районах выбирают трубы диаметром D_y . Далее, ориентируясь на значения $R_{\text{ср}}$, запишите на скорости таблицы воды W и вычислить фактические значения удельных потерь линейного давления R .

Основной круговое кольцо выбирается через нагреватель на первом этаже в комнате 133.

$$\Delta p_1 = 65374,4 \text{ Па}; \Delta p_p = 98000 \text{ Па}; \Delta = 33,3\% \geq 10\%.$$

Потери давления в кольцевом пространстве значительно меньше, располагаемое давление в системе. Запас определяется по формуле.

Для того, чтобы уменьшить запас диаметров секций 1 и 15 изменяется $89 \times 3,5$ на $76 \times 3,5$. Получено:

$$\Delta p_1 = 95125 \text{ Па}; \Delta p_p = 98000 \text{ Па}; \Delta = 2,9\% \leq 10\%.$$

Выбирая обогреватель вторичной циркуляции через кольцо ближе к тепловых пунктов (в системе) на первом этаже в комнате 132. Расчет колец расположены не циркуляционного давления для гидравлического расчета никаких общих областей, соединенных параллельно с основной циркуляцией участка кольца, то есть, пока не рассчитали участок 16, определяется путем сложения известных потерь давления в зонах 5 - 11 (Δp_{p1}).

$$\Delta p_2 = 358,3 \text{ Па}; \Delta p_{p16} = 4980 \text{ Па}; \Delta = 93\%$$

Возможное давление на участке, значительно больше, чем потеря давления. Чтобы связать потери давления установки ручного балансировочный клапан MSV-BD DN = 15 мм.

Выбор балансировочных клапанов производится на техническом описании фирмы "Ручной фланцевые балансировочные клапаны Danfoss". На диаграмме для выбора диаметра и установка линии клапана соединяет значение точки потока охлаждающей жидкости в зоне 36 (101kg / ч = 0,1m³ / ч) и дифференциального давления = ES GP 4,6kPa, который идет до пересечения с масштабом Kv. Тогда, с точки по шкале Kv провел горизонтальную линию, которая пересекается со шкалой значений настроек клапанов, разрешенных для выбора диаметра (15 мм и 20 мм). Установка значения для клапана на 15 мм трубы - 1,9 (число оборотов ручки настройки).

- Расчет системы отопления №10

Эта система отопления работает на гребенке №2 и обеспечивает тепло административные здания (101-127, 201-231).

Длина основного потока кольца определяется из аксонометрической схемы системы отопления: $\Sigma l = 475,1 \text{ м}$.

Средняя удельная потеря линейное давление:

$$R_{cp10} = 0,65 \cdot 98000 / 475,1 = 134 \text{ Па/м}$$

Заполните текущее потребление воды в пустой столбец в областях аксонометрической схемы построения графиков их длины, на потребление воды в районах выбирают трубы диаметром Ду. Далее, ориентируясь на значения R_{cp} , запишите на скорости таблицы воды W и вычислить фактические значения удельных потерь линейного давления R.

Основной круговое кольцо выбирается через нагреватель на первом этаже уже находятся в комнате 103 в осях 3-4; АВ.

$$\Delta p_3 = 89800,9 \text{ Па}; \Delta p_p = 98000 \text{ Па}; \Delta = 8,4\% \leq 10\%.$$

Потери давления в слегка кольце от имеющегося давления в системе. Отнесение потерь давления не нужно тратить.

Выбирая обогреватель вторичной циркуляции через кольцо ближе к тепловых пунктов (в системе) на втором этаже в комнате 222. Расчет колец расположены не циркуляционного давления для гидравлического расчета никаких общих областей, соединенных параллельно с основной циркуляцией участки кольца, то есть, пока не рассчитали участок 36, определяется путем сложения известных потерь давления в области 19 - 33 (Δp_{P36}).

$$\Delta p_4 = 7,3 \text{ Па}; \Delta p_{P36} = 7630,9 \text{ Па}; \Delta = 99,9\%$$

Возможное давление на участке, значительно больше, чем потеря давления.

В соответствии с современной технологией специальная балансировочных клапанов используются для гидравлических целей балансировки. Установленный на стойках, они автоматически обеспечивают доступное давление и, следовательно, от расчетного расхода воды в них. Для установки был принят ручной балансировочный клапан MSV-BD DN = 15 мм.

Выбор балансировочных клапанов производится на техническом описании фирмы "Ручной фланцевые балансировочные клапаны Danfoss". На диаграмме для выбора диаметра и установка линии клапана соединяет значение точки потока охлаждающей жидкости в зоне 36 ($10,2 \text{ kg} / \text{ч} = 0,01 \text{ m}^3 / \text{ч}$) и дифференциального давления = ES GP 7,6kPa, который идет до пересечение с масштабом K_v . Затем из точки на шкале K_v провел горизонтальную линию, которая пересекается со шкалой значений настроек клапанов, разрешенных для выбора диаметров (15 и 20 мм). Установка значения для клапана на 15 мм трубы - 1.3 (число оборотов ручки настройки).

Аналогичным образом, расчетный нагрев №№ 1-7, 9. В результате гидравлического расчета диаметров труб отопления указанных областей системы. Чтобы связать падения давления в отдельных системах, использующих современное производство балансировочные клапаны MSV-

BD датской компании Danfoss, для балансировки систем отопления по отношению друг к другу - MSV-F2 (на гребенчатой и блоком управления).

5 Расчет системы вентиляции.

Развитие системы вентиляции проекта осуществляется в соответствии с требованиями СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

Вентиляция с механическим приводом (механическая вентиляция) должна включать в себя:

а) если погодные условия и чистота воздуха не могут быть обеспечены естественным побуждением вентиляции (естественная вентиляция);

б) для помещений и зон без естественной вентиляции.

Допускается проектировать смешанную вентиляцию с частичным использованием природных систем вентиляции для притока или вентиляции.

Естественная вентиляция для производственных помещений должна быть рассчитана:

а) разность между удельных весов внутреннего и наружного воздуха при расчетных параметров переходного периода года для всех отапливаемых помещений;

б) о влиянии ветра со скоростью 1 м / с в теплое время года, для зданий без избыточного тепла.

При нагревании в воздухонагревателей температуры охлаждающей жидкости для подачи воздуха и рециркуляции единиц должны быть приняты в соответствии с категорией и цели помещения, в котором они расположены, в Приложении В.

Нижние отверстия для приемной системы вентиляции устройства должны быть размещены на высоте более 1 м над устойчивым снежным покровом, определяется в соответствии с гидрометеорологическая или расчетом, но не менее 2 м от уровня земли.

Расход свежего воздуха (внешний или смеси и рециркуляции) должна определяться расчетным путем в соответствии с Приложением А и принять большую часть величин, необходимых для обеспечения санитарных норм или норм взрыв и пожар.

Расход воздуха в помещении должна быть определена с помощью потока воздуха, который удаляется вне системы локальной вытяжки, вытяжной вентиляции и технологического оборудования, с учетом номинального дисбаланса, но не менее, чем поток, требуемого применения М. Для помещений категорий а и Б, а также для производственных помещений, которые испускают вредные вещества или выраженный запах, она должна обеспечивать для отрицательного дисбаланса.

Расход воздуха для курильщиков дисбаланса должны быть основаны создавая разность давлений, по меньшей мере, 10 Па по отношению к давлению в защищенной зоне (при закрытых дверях), но не менее 100 м³ / ч на каждую дверь защищаемого помещения;

Административные здания свежий воздух должен подаваться, как правило, от воздушных терминалов, расположенных в верхней зоне. В производственных помещениях свежий воздух должен подаваться в рабочую зону диффузоров:

а) горизонтальные струи, изготовленные в пределах или выше рабочей зоны, в том числе вихревой воздухораздаче;

б) косые (внизу) потоки производятся на высоте 3-х метров и более от пола;

в) вертикальные струи, изготовленные на высоте 4 м и более от пола.

При небольшой избыток тепла подаваемого воздуха может подаваться из диффузоров, расположенных в верхней зоне производственных помещений. В районах с выделениями пыли приточный воздух должен быть, как правило, подавать струями, направленные сверху вниз диффузоров, расположенных в верхней зоне. Поставка должна быть введена на постоянные рабочие места, если они находятся вблизи источника выбросов

вредных веществ, которые имеют локальное устройство всасывания невозможно.

Удаление воздуха из помещений системами вентиляции должны быть предусмотрены в районах, где воздух наиболее загрязнен или имеет наиболее высокую температуру или энтальпию. При выборе удаления пыли замена аэрозольный воздуха системы вентиляции должны быть обеспечены из нижней зоны. не реже одного раза в системах вентиляции и 1 час в помещении высотой более 6 метров, по крайней мере $6 \text{ м}^3 / \text{ч}$ до 1 м^2 помещения в производственных помещениях разрядить опасные или горючие газы или пары загрязненного воздуха должны быть удалены в объеме верхней зоны.

Приемные отверстия для системы вентиляции, общая разбавление вентиляция верхней зоны помещения следует размещать:

а) или поверхность потолка, но не менее 2 м от пола до низа отверстия - для удаления избыточного тепла, влаги и вредных газов;

б) не менее 0,4 м от плоскости потолка или до верхней крышки отверстий - Удаление взрывоопасных смесей газов, паров и аэрозолей.

Расход воздуха через местные насосов, расположенных в пределах рабочей зоны, следует рассматривать как удаление воздуха из этой зоны.

5.1 Описание технологического процесса. Определение количества вредностей поступающих в помещения.

В состав производственного цеха входят отделения в которых производятся сварочные, шлифовальные работы, травление, резка, окраска и сушка изделий и заготовок из металла.

Источником выделения вредностей в механическом цехе (пом. 130) является плоскошлифовальный станок М7140/Г (поз. 10). Станок работает 4 часа в смену. При этом локализовано выделяется абразивная металлическая пыль в количестве $0,24 \text{ кг/ч}$ и пары масла.

Отделение изготовления металлических конструкций и нестандартизированного оборудования (пом. 127) и отделение по изготовлению трубных узлов (пом. 128) оснащены сварочными полуавтоматами ПДГО-510 (поз. 18) и автоматом АДГ-630 (поз. 81), машиной для плазменной резки труб ПМРТ «Сателлит» и аппаратом воздушно-плазменной резки металлов ПУРМ-320А. Также отделение оборудовано сварочным манипулятором с рабочим столом для ручной сварки (поз. 25): электроды УОНИ 13/45, расход 2кг/час. Выбросы: сварочный аэрозоль – 28г/час (в том числе марганец и его окислы – 6,4г/час, соединения кремния – 17,5г/час, фториды – 4,1г/час), газ фтористый водород 8,4г/час. Скорость движения воздуха у источника выделения не менее 0,5м/с.

При автоматической и полуавтоматической сварке каждым аппаратом ПДГО-510 и АДГ-630 на кг расходуемого материала выделяется 8,4г пыли, 0,89г оксида марганца, 0,77г фтористого водорода. Расход электродной проволоки: ПДГО-510 – 0,7кг/ч, АДГ-630 – 0,45кг/ч. Данные взяты из спецификации оборудования и [27].

При работе каждой машины для плазменной резки на каждый метр реза выделяются: 6г пыли, 1,5г угарного газа, 7г оксидов азота [24]. Примем производительность машин 40м реза в час. Таким образом при одновременной работе агрегатов выделяется 480г пыли, 120г угарного газа, 560г оксидов азота.

В помещении разрушающего контроля (пом. 137а) контрольно-сварочной лаборатории (КСЛ) оборудовано место проведения анализов (поз. 14), где производится травление. Работы производятся менее двух часов в смену, при этом выделяются пары серной кислоты объемом не более 36г/ч.

В помещении кузнечно-прессового отделения (пом. 134) имеется ванна для остывания деталей (поз. 6). При остывании деталей выделяются пары воды, которые учитываются при расчете воздухообмена как выделение влаги.

Отделение окраски (пом. 130б) характеризуется наибольшим выделением вредностей. В помещении находятся две окрасочные камеры с гидрофильтром Zincovelo ZPGA 4H (поз. 110), Zincovelo ZPGA 5H (поз. 111) и окрасочно-сушильная камера производства ООО "Термомакс-Авто" (поз. 113) производительностью вытяжных вентиляторов 16700м³/ч, 20800м³/ч и 2х18000м³/ч соответственно при работе которых выделяются пары растворителя и аэрозоль краски.

Для расчета примем расход алкидно-акриловых фенольных лакокрасочных материалов (уайт-спирит – 50%, ксилол – 50% [23]) в камерах: поз.110 и 111 – 60кг/ч, поз.113 – 120кг/ч. При пневматическом нанесении ЛКМ потери на туманообразование (в воздушную среду) составляют около 30% [26]. При окраске изделий выделяется паров растворителей: уайт-спирит – 27кг/ч, ксилол – 27кг/ч.

5.2 Местные отсосы.

Местные отсосы предусматриваются для улавливания теплоты, влаги, газов и пыли у мест их выделения. Применение местных отсосов позволяет обеспечить нормируемые параметры воздушной среды в помещениях при меньших, по сравнению с общеобменной вентиляцией, расходах воздуха. При выборе схемы отсоса и при его конструктивной проработке необходимо руководствоваться следующими основными положениями:

- отсос должен быть максимально приближен к источнику и по возможности изолировать источник от помещения; наилучшим решением является полное укрытие источника;
- всасывающее отверстие следует ориентировать так, чтобы поток вредных выделений минимально отклонялся от первоначального направления движения и при этом удаляемый воздух не проходил через зону дыхания работающего;

- уменьшение размеров приемного отверстия отсоса ведет к возрастанию расход воздуха, необходимого для улавливания вредных выделений.

Скорость воздуха v_0 зависит от характера технологического процесса и токсичности вредных выделений и определяется обычно экспериментально и для расчетов принимается по рекомендациям литературы.

- Плоскошлифовальный станок М7140/Г (поз.10)

Количество воздуха, удаляемого от шлифовальных станков с сухими кругами посредством отсасывающих воронок, определяют по формуле [23, с.132]:

$$L_{\text{отс}} = 3600 \cdot v \cdot x^2 \cdot \left(\frac{k}{\frac{v_H}{v_K} - 1} \right)^{1/4}$$

где v_H - необходимая начальная скорость вытяжного факела, равная скорости транспортирования отходов в воздуховоде, м/с: $v_H=14...16$ – для тяжелой наждачной минеральной пыли, примем для расчета $v_H = 16$;

v_K - необходимая конечная скорость вытяжного факела у круга, $v_K = 2$ м/с;

x – рабочая длина вытяжного факела - расстояние от края круга до всасывающего отверстия воронки, м, примем $x = 0,1$;

k - коэффициент, зависящий от формы и отношения размеров воронки: $k = 9,1$ - для прямоугольного отверстия с соотношением сторон от 1:1 до 1:3.

$$L_{\text{отс}} = 3600 \cdot v_H \cdot \square^2 \cdot \left(\frac{k}{\frac{v_H}{v_K} - 1} \right)^{1/4} = 3600 \cdot 16 \cdot 0,1^2 \cdot \left(\frac{9,1}{\frac{16}{2} - 1} \right)^{1/4} = 615 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Площадь сечения воронки определяется по формуле

$$f = \frac{L_{\text{отд}}}{3600 \cdot v_H} = \frac{615}{3600 \cdot 16} = 0,011 \text{ м}^2$$

Принимаем диаметр приемной воронки 100 мм.

В целях снижения нагрузки на общеобменную вентиляцию и уменьшения количества воздухопроводов, местный отсос выполняется как рециркуляционная система на базе стационарного воздушного фильтра МЕ-31, оснащенного вентилятором FUA-1800/SP и воздухоприемной магнитной воронкой, закрепленной на конце гибкого воздуховода. Такая конструкция позволяет легко перемещать отсасывающий патрубок в место выделения вредности. Данное оборудование производится ООО «Совплим».

- Сварочный полуавтомат ПДГО-510 и автомат АДГ-630

Аэрозоли, образующиеся при сварке длинных деталей (в т.ч. укладываемых краном) на агрегатах автоматической и полуавтоматической сварки, удаляются поворотными панелями равномерного всасывания, укрепленными на шарнирном поворотном устройстве. Такое решение позволяет значительно снизить объем удаляемого воздуха и дает возможность устанавливать отсос над любой точкой в пределах зоны, им обслуживаемой. Длина щели отсоса над сварочным швом принимается в пределах 250....300 мм. Количество удаляемого воздуха при сварке без защиты должно быть не менее чем в 10 раз больше, чем при аналогичном методе с защитой. Количество удаляемого воздуха, таким образом, составит [23, с.115]:

$$L_{\text{отс}} = 10 \cdot k \cdot \sqrt[3]{I}$$

где I - сила сварочного тока, А: для ПДГО-510 $I = 500\text{А}$, для АДГ-630 $I = 630\text{А}$;

k - поправочный коэффициент, $k = 12$ для одностороннего щелевого отсоса.

Таким образом для позиций 19 и 76 (ПДГО-510):

$$L_{\text{отс}} = 10 \cdot 12 \cdot \sqrt[3]{500} = 950 \text{ м}^3/\text{ч}$$

для позиций 82 (АДГ-630):

$$L_{\text{отс}} = 10 \cdot 12 \cdot \sqrt[3]{630} = 1030 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Одновременно на рабочем месте в осях 5 – 7, Ж – И используется либо сварочный полуавтомат, либо ручная сварка, поэтому местный отсос рассчитывается по наибольшему количеству выделяющихся вредностей. Из табл. 3.5 [24] видно, что используемые для ручной сварки электроды УОНИ, выделяют примерно то же количество вредных веществ, что и проволока полуавтоматов без защиты.

Принимаем для позиции 25 местный отсос как для ПДГО-510 и устанавливаем один передвижной фильтровентиляционный агрегат ЕМК с гибким вытяжным устройством KUA-M-3-S/SP d=160 «СовПлим». Рекомендуемый расход 800-1200м³/ч. Аналогичные агрегаты устанавливаются у всех рабочих мест, оборудованных сварочными агрегатами [28]. Данная система компактна, мобильна и обеспечивает максимальную очистку воздуха от вредностей сварочного производства. Очищенный воздух выбрасывается обратно в помещение, таким образом, снижается нагрузка на приточные системы вентиляции.

- Машины для плазменной резки

Расчет количества удаляемого воздуха ведется аналогично представленному выше:

$$L_{\text{отс}} = 10 \cdot k \cdot \sqrt[3]{I}$$

где I - сила сварочного тока, А, для ПУРМ-320А I = 320А;

k - поправочный коэффициент, k = 12 для одностороннего щелевого отсоса.

Таким образом для позиции 62 (ПМРТ «Сателлит»):

$$L_{\text{отс}} = 10 \cdot 12 \cdot \sqrt[3]{20} = 325 \text{ м}^3/\text{ч}$$

для позиции 64 (ПУРМ-320А):

$$L_{\text{отс}} = 10 \cdot 12 \cdot \sqrt[3]{320} = 820 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Для позиции 62 количество удаляемого воздуха L принимается как для поз. 64 ввиду того, что количества выделяющихся вредностей в обоих случаях одинаковы.

У рабочих мест, оборудованных машинами плазменной резки, устанавливаются передвижные фильтровентиляционные агрегаты ЕМК с гибким вытяжным устройством KUA-M-3-S/SP d=160 «СовПлим» [28].

- Место проведения анализов

При химическом травлении изделий в концентрированных и нагретых до $t > 50^{\circ}\text{C}$ разбавленных растворах серной кислоты количество выделяющихся с зеркала травильной ванны паров серной кислоты доходит до 25,2 г/м·ч [24, табл. 3.3].

Для удаления вредности при небольшом источнике выделения и в недолговременном его наличии рекомендуется применять вытяжные шкафы. Вытяжные шкафы применяются, когда имеется возможность полностью изолировать источник вредных выделений. В лабораторных химических шкафах предусматривают, как правило, комбинированное удаление воздуха [24]. В таких шкафах из нижней зоны удаляют от 1/3 до 2/3 общего объема воздуха, отводимого через вытяжной шкаф, в зависимости от характера выделяющихся вредностей.

Расход воздуха, удаляемого из шкафов при механической вытяжке, вычисляется при условии отсутствия выбывания загрязнений через рабочий проем и с учетом токсичности выделяющихся веществ [23, с. 86]:

$$L = 3600 \cdot F_{\text{ш}} \cdot v_{\text{ш}}, \text{ м/ч}$$

где $F_{\text{ш}}$ - площадь открытого (рабочего) проема шкафа, м^2 , принимаемая равной 40...50 % площади при полном раскрытии дверей шкафа, $F_{\text{ш}} = 0,4$;

$v_{\text{ш}}$ - средняя скорость всасывания в сечении открытого проема, м/с, $v_{\text{ш}} = 0,3 \div 0,5$ м/с при лабораторных работах [19, табл. 8.3], примем $v_{\text{ш}} = 0,5$ м/с.

$$L = 3600 \cdot 0,4 \cdot 0,5 = 720 \text{ м/ч}$$

Удаление воздуха производится радиальным вентилятором ВР80-75К-2,5. Выброс производится выше уровня кровли.

- Ванна для остывания деталей

У ванн различного назначения устраивают боковые отсосы в виде щелевых воздухоприемников, располагаемых обычно вдоль длинных бортов ванны - бортовые отсосы [19, с.174]. Ванны шириной $b < 600$ мм могут быть оснащены однобортовыми отсосами. Простые отсосы применяются при высоком стоянии уровня раствора в ванне, когда расстояние до щели отсоса h_p составляет менее 150 мм. Расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$, для бортовых отсосов без передувки вычисляется по формулам:

$$L_{\text{отс}} = 1400 \cdot \left(\frac{0,53b_p l}{b_p + 1} + h_p \right)^{1/3} + (1 + 0,16\Delta t) \cdot b_p l k_1 k_2 k_3 k_4 k_t$$

где: b_p - расчетная ширина ванны, м, $b_p = 0,58\text{м}$;

l - длина ванны, м, $l = 1,2\text{м}$;

h_p - расчетное заглубление зеркала жидкости, м, $h_p = 0,1\text{м}$;

$\Delta t = t_{\text{п}} - t_{\text{в}}$ - разность температур поверхности жидкости и воздуха в помещении, $^{\circ}\text{C}$, $\Delta t = 30^{\circ}\text{C}$;

k_1 - коэффициент, значение которого равно 1 для двухбортового отсоса;

k_2 - коэффициент, учитывающий наличие воздушного перемешивания жидкости, $k_2 = 1$, т.к. воздушное перемешивание не предусмотрено;

k_3 - коэффициент, учитывающий укрытие зеркала жидкости плавающими телами, $k_3 = 1$, т.к. укрытие зеркала не предусмотрено;

k_4 - коэффициент, учитывающий укрытие зеркала жидкости пенным слоем путем введения добавок ПАВ, $k_4 = 1$, т.к. укрытие зеркала не предусмотрено;

Значение коэффициента k_t для отсосов без передувки принимается по табл. 8.1 [19, с. 176]: $k_t = 0,5$ при выделении паров воды.

$$L_{\text{отс}} = 1400 \cdot \left(\frac{0,53 \cdot 0,58 \cdot 1,2}{0,58 + 1,2} + 0,1 \right)^{1/3} + (1 + 0,16 \cdot 30) \cdot 0,58 \cdot 1,2 \cdot 0,5 = 947 \text{ м}^3/\text{ч}$$

При конструировании бортового отсоса обычно придерживаются отношения высоты всасывающей щели к ее длине в пределах от 1:10 до 1:15 [25]. Щели снабжаются рассечками, располагаемыми друг от друга на расстоянии, равном двум - трем значениям ширины щели. При длине бортового отсоса равной длине ванны $l = 1,2\text{м}$ примем высоту всасывающей щели 100мм.

Транспортировка отсасываемого воздуха осуществляется компактным канальным вентилятором WNK 315/1 фирмы KORF. Выброс производится выше уровня кровли через зонт.

- Окрасочные камеры

Камеры покраски производства Coral Engineering S.r.l. (поз. 110 и 111) и ООО "Термомакс-Авто" (поз. 113) укомплектованы вентиляторами, поэтому расчет местных отсосов от них сводится к учету 30% неуловленных вредностей при расчете общеобменной приточно-вытяжной вентиляции [23] и проектировании сети приточно-вытяжных воздуховодов к камере и отвод газов от горелки.

5.3 Общеобменная вентиляция

5.3.1 Расчет воздухообмена.

Расчет воздухообмена ведется по СНиП 41-01-2003. Расход приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$, для системы вентиляции и кондиционирования следует определять расчетом и принимать больший из расходов, требуемых для обеспечения:

- а) санитарно-гигиенических норм;
- б) норм взрывопожарной безопасности.

Расход воздуха следует определять по формулам (5.1) - (5.5) (при плотности приточного и удаляемого воздуха, равной $1,2\text{кг}/\text{м}^3$). Выбор формулы определяется назначением помещения и рекомендациями соответствующих разделов литературы.

а) по избыткам явной теплоты:

$$G_{\text{я}} = G_{\text{рз}} + \frac{3,6Q_{\text{я}} - G_{\text{рз}} \cdot c \cdot (t_{\text{рз}} - t_{\text{пр}})}{c \cdot (t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})} \quad (5.1)$$

где $G_{\text{рз}}$ - расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды, кг/ч;

$Q_{\text{я}}$ - избыточный явный тепловой поток в помещение, Вт;

c - теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°C);

$t_{\text{рз}}$ - температура воздуха, в рабочей зоне, °C;

t_{yx} - температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, °C;

$t_{\text{пр}}$ - температура воздуха, подаваемого в помещение, °C.

Тепловой поток, поступающий в помещение от прямой и рассеянной солнечной радиации, следует учитывать при проектировании для теплого периода года;

б) по массе выделяющихся вредных или взрывоопасных веществ:

$$G_{\text{г}} = G_{\text{рз}} + \frac{1,2Z - G_{\text{рз}} \cdot (Z_{\text{рз}} - Z_{\text{пр}})}{Z_{\text{yx}} - Z_{\text{пр}}} \quad (5.2)$$

где Z - расход каждого из вредных или взрывоопасных веществ, поступающих в воздух помещения, мг/ч;

$Z_{\text{рз}}$, Z_{yx} - предельно допустимая концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, удаляемом соответственно из обслуживаемой или рабочей зоны помещения и за ее пределами, мг/м³;

$Z_{\text{пр}}$ - концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, принимаемая не более 30% ПДК, мг/м³.

Используется также формула для вычисления требуемого объема вентиляционного воздуха для разбавления вредностей до ПДК (с.163, [23]):

$$L = \frac{1000 \cdot m_b}{Z_{pz}},$$

где m_b – количество вредностей, выделяющихся в воздух помещения, г/ч.

При одновременном выделении в помещение нескольких вредных веществ, обладающих эффектом суммации действия, воздухообмен следует определять, суммируя расходы воздуха, рассчитанные по каждому из этих веществ. При одновременном выделении нескольких газов и паров, не обладающих однонаправленным действием, количество воздуха при расчете общеобменной вентиляции принимается по той вредности, которая требует подачи наибольшего объема чистого воздуха.

в) по нормируемой кратности воздухообмена:

$$L = V_p \cdot n \quad (5.3)$$

где V_p – объем помещения, m^3 ; для помещений высотой 6 м и более следует принимать

$$V_p = 6A$$

A – площадь помещения, m^2 ;

n – нормируемая кратность воздухообмена, $ч^{-1}$;

г) по нормируемому удельному расходу приточного воздуха:

$$L = Ak \quad (5.4)$$

$$L = Nm \quad (5.5)$$

где k – нормируемый расход приточного воздуха на $1 m^2$ пола помещения, $m^3/(ч \cdot m^2)$;

N – число людей, рабочих мест, единиц оборудования;

m – нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 чел., $m^3/ч$, на 1 рабочее место или единицу оборудования.

Параметры воздуха t_{pz} следует принимать равными расчетным параметрам в обслуживаемой или рабочей зоне помещения по разделу 5 [1], а Z_{pz} – равной ПДК в рабочей зоне помещения.

Нормируемая кратность воздухообмена для административно-бытовых помещений принимается по табл. 19 [16], нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 человека – по приложению М [1]. Помещения с преобладанием тепловыделений отсутствуют.

Расчет избыточного явного теплового потока в помещение Q ведется суммированием составляющих различного происхождения, определяемых по формулам и рекомендациям, приведенным ниже [23]:

- Теплопоступления от людей зависят от характера выполняемой работы, температуры и подвижности окружающего воздуха. В практических расчетах, как правило, учитывают только явную теплоту (табл. 2.1, с.33 [23]), поскольку скрытая теплота, увеличивая энтальпию воздуха, значительного влияния на его температуру не оказывает. Тепло- и влаговыведения от людей в промышленных помещениях следует учитывать, если объем помещения на одного человека составляет менее 40 м^3 .

- Тепловыделения от источников освещения находим по формуле

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

где E - освещенность рабочих поверхностей, лк: $E=150$ - кузнечные, термические, прессовые, холодноштамповочные, сборочные цехи и цехи металлопокрытий; $E=200$ - механические, сборочно-сварочные цехи, кабинеты, рабочие комнаты.

F - площадь пола помещения, м^2 ;

$q_{\text{осв}}$ - удельные тепловыделения от люминесцентных ламп, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{лк})$ (табл. 2.5 [23]);

$\eta_{\text{осв}}$ - доля теплоты, поступающей в помещение, $\eta_{\text{осв}}=0,45$ от люминесцентных ламп.

При составлении теплового баланса помещения тепловыделения от источников общего освещения следует рассматривать с учетом времени суток. Освещение рабочих мест от времени года и суток не зависит.

- Тепловыделения от электропечей подсчитывают по их установочной мощности: $Q_{\text{эп}} = 1000 \cdot N_k \cdot k_{\text{эп}}$,

где N - установочная мощность печи, кВт;

$k_{\text{эп}}$ - коэффициент, который учитывает долю теплоты, поступающей в цех. Средние значения $k_{\text{эп}}$ принимаются по табл. 2.10 [23].

- Теплоотдача от прочего (непроизводственного) оборудования:

$$Q_{\text{об}} = P_{\text{об}} \cdot Y_1$$

где Y_1 - коэффициент перехода тепла в помещение, зависящий от вида оборудования;

$P_{\text{об}}$ - мощность, потребляемая оборудованием, Вт;

$$P_{\text{об}} = P_{\text{ном}} \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4, \text{ Вт}$$

где $P_{\text{ном}}$ - номинальная (установленная) мощность электрооборудования помещения, Вт;

Y_2 - коэффициент использования установленной мощности, учитывающий превышение номинальной мощности над фактически необходимой;

Y_3 - коэффициент загрузки, т.е. отношение величины среднего потребления мощности (во времени) к максимально необходимой;

Y_4 - коэффициент одновременности работы оборудования.

При ориентировочных расчетах произведение всех четырех коэффициентов можно принимать равным $Y_1 \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4 = 0,25$.

- Тепловыделения от электродвигателей работающих станков и оборудования находим по формуле:

$$Q_{\text{ст}} = 1000 \cdot N \cdot (1 - k_{\text{п}} \eta + k_{\text{т}} k_{\text{п}} \eta) \cdot k_{\text{с}}$$

где N - номинальная установочная мощность электродвигателя, кВт;

$k_{\text{п}}$ - коэффициент полноты загрузки электродвигателя: $k_{\text{п}} = 1$ при загрузке от 1 до 0,5 и $k_{\text{п}} = 0,9$ при загрузке менее 0,5;

η - КПД электродвигателя (табл. 2.11 [23]);

$k_{\text{т}}$ - коэффициент перехода теплоты в помещение: $k_{\text{т}}=1$ при работе металлорежущих станков без охлаждающей эмульсии; $k_{\text{т}}=0,9$ то же с

применением охлаждающей эмульсии; $k_T=0,1$ для вентиляторов, $k_T=0$ для насосов;

k_c - коэффициент спроса на электроэнергию: $k_c=0,14$ - металлорежущие станки мелкосерийного производства; $k_c=0,2$ - то же крупносерийного производства; $k_c=0,5$ - индукционные печи, двигатели генератора, выпрямители полупроводниковые; $k_c=0,4$ - кузнечные машины, $k_c=0,5$ - сушильные камеры; $k_c=0,65$ - малярные цехи; $k_c=0,8$ - лакокрасочные отделения, $k_c=0,35$ - трансформаторы ручной сварки; $k_c=0,5$ - то же автоматической; $k_c=0,6$ - машины точечной сварки; $k_c=0,35$ - то же шовной сварки.

- Тепловыделения от отдельно стоящих электродвигателей (кран-балки, мостовые краны, машинные залы)

$$Q_{эл} = 1000 \cdot N \cdot (1 - k_{п\eta}) \cdot k_c$$

- Теплопоступления от солнечной радиации: различают поступления через остекление и через покрытие.

Для промышленных цехов при расчете систем вентиляции с механическим и естественным побуждением теплопоступление в помещение через заполнения световых проемов следует определять по формуле

$$Q_{\text{макс}} = (q_c F_c + q_T F_T) \cdot k_{оп}$$

где q_c , q_T - тепловой поток, поступающий в помещение через 1 м^3 обычного одинарного стекла толщиной $\delta=2,4...3,2$ мм, освещенного солнцем и находящегося в тени, Вт/м^2 ;

F_c , F_T - площади заполнения световых проемов, освещенных солнцем и находящихся в тени, м^2 ;

$k_{оп}$ - коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема (табл. 2.14 [23]).

Максимальные или для заданного расчетного часа (по истинному солнечному времени) значения q_c , q_T определяют исходя из расчетной географической широты места строительства и ориентации заполнения

световых проемов в здании. Так, для вертикального заполнения светового проема, частично или полностью облучаемого солнечной радиацией, т.е. при солнечном азимуте остекления $A_{co} < 90^\circ$:

$$q_c = (q_n + q_p) \cdot k_1 \cdot k_2$$

В случае вертикального заполнения светового проема, находящегося в тени, т.е. при $A_{co} \geq 90^\circ$, или при затенении заполнения светового проема наружными солнцезащитными конструкциями либо откосами проема:

$$q_t = q_p \cdot k_1 \cdot k_2$$

В приведенных формулах q_n , q_p - наибольшие значения теплового потока прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м², определяемые по табл. 2.15 [23]; k_1 - коэффициент, учитывающий затенение остекления световых проемов переплетами и загрязнение атмосферы (табл. 2.16 [23]); k_2 - коэффициент, учитывающий загрязнение стекла (табл. 2.17 [23]).

Абсолютное значение азимута остекления A_{co} для световых проемов определяется по следующим формулам: ориентированных на ЮВ после полудня и ЮЗ до полудня $A_{co} = A_c + A_o$; на З, СЗ, ЮЗ после полудня, на В, СВ, ЮВ до полудня, а также на С и Ю $A_{co} = A_c - A_o$; на З и СЗ до полудня и В и СВ после полудня $A_{co} = 360 - (A_c - A_o)$. Здесь A_c - азимут солнца, т. е. угол между южным направлением и горизонтальной проекцией солнечного луча (табл. 2.18, рис. 2.5 [23]); A_o - азимут остекления светового проема, т. е. угол между нормалью к плоскости остекления или между проекцией этой нормали на горизонтальную плоскость и южным направлением, отсчитываемый по часовой стрелке или против нее.

Расчетные тепlopоступления в помещение, с учетом аккумуляции теплоты внутренними ограждающими конструкциями, находят при отсутствии наружных средств солнцезащиты световых проемов по формуле

$$Q_p = Q_{\text{макс}} \cdot \left(\frac{F_1 m_1 + F_2 m_2 + F_3 m_3 + 0,5 \cdot F_4 m_4 + 1,5 \cdot F_5 m_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5} \right)$$

Здесь F_1, F_2, F_3 - площади отдельных внутренних стен помещения, м²;

F_4, F_5 - соответственно площади потолка и пола, м²;

m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 - коэффициенты, учитывающие аккумуляцию теплоты соответственно внутренними стенами, потолком и полом, принимаемые для каждой внутренней ограждающей конструкции помещения по табл. 2.19 [23].

Теплопоступление через покрытие определяется по формуле

$$Q_{\text{п}} = q_0 + \beta A_{\text{q}},$$

где β - коэффициент для любого часа суток, определяемый по табл. 2.20 [23];

q_0 - среднесуточное поступление теплоты в помещение,

$$q_0 = \frac{F}{R_0} (t_{\text{н}}^{\text{усл}} - t_{\text{yx}})$$

Здесь F - площадь покрытия, м^2 ;

R_0 - сопротивление теплопередачи покрытия, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, принимаемое по табл. 2.21 [23];

t_{yx} - температура уходящего воздуха под покрытием, для холодных цехов $t_{\text{yx}} = t_{\text{н}}^{\text{А}} + 5$;

$t_{\text{н}}^{\text{А}}$ - температура наружного воздуха, принимаемая по параметрам климата А;

$t_{\text{н}}^{\text{усл}}$ - условная среднесуточная температура наружного воздуха, определяемая по формуле

$$t_{\text{н}}^{\text{усл}} = t'_{\text{н}} + \frac{\rho I_{\text{ср}}}{\alpha_{\text{н}}},$$

где $t'_{\text{н}}$ - расчетная температура наружного воздуха, принимаемая равной средней температуре июля (табл. 2.22 [23])

ρ - коэффициент поглощения теплоты солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для шифера серебристо-серого $\rho = 0,75$;

$I_{\text{ср}}$ - среднесуточный тепловой поток суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации, поступающий в июле на горизонтальную поверхность, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (принимается по табл. 2.23 [23]);

α_n - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м²·К), $\alpha_n = 8,7 + 2,6v$ (v - расчетная скорость ветра, м/с по [17]);

A_q - амплитуда колебания теплового потока, Вт:

$$A_q = \alpha_b \cdot F \cdot A_{\tau b}$$

Здесь α_b - коэффициент тепловосприятия внутренней поверхностью покрытия, $\alpha_b = 8,7$ Вт/(м²·К);

$A_{\tau b}$ - амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности покрытия, °С, $A_{\tau b} = A_n^{ysl} / v$, где A_n^{ysl} - амплитуда колебаний температуры наружного воздуха с учетом солнечной радиации, °С,

$$A_n^{ysl} = \frac{\rho(I_{\max} - I_{cp})}{\alpha_n} + A_{\tau n}$$

здесь $I_{\max}$ - максимальное значение теплового потока суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации за июль, поступающие на горизонтальную поверхность, Вт/м² (принимается по табл. 2.23 [23]);

$A_{\tau n}$ - максимальная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в июле, принимаемая с коэффициентом 0,5 (табл. 2.22);

v - затухание амплитуды колебания температуры наружного воздуха в покрытии. Для инженерных расчетов принимается значение $v = 50$ выше нормативного.

- Теплоступления с открытой поверхности воды и с водяным паром при условии, что температура воды t_w больше температуры окружающего воздуха t_b определяют по формуле

$$Q_{пв} = (5,71 + 4,06v) \cdot (t_w - t_b) \cdot F$$

где v - скорость движения воздуха над поверхностью воды, $v = 0,2 \dots 0,3$ м/с;

F - площадь поверхности воды, м²;

- Тепловыделения от одного электросварочного поста в среднем составляют $Q_{эп} \approx 4640$ Вт.

Расчет воздухообмена для помещения отделения изготовления металлических конструкций и нестандартизированного оборудования (128)

По рекомендациям с. 210 [23] для сварочных отделений расчет ведем в соответствии с основным принципом вентиляции в них - местная вытяжка от сварочных постов при сварке и резке деталей и общеобменная приточно-вытяжная, предназначенная для разбавления неуловленной местными вытяжными устройствами части вредных веществ и ассимиляции теплоступлений в помещение.

Воздухообмен рассчитывают на разбавление до ПДК всех основных компонентов, входящих в состав сварочных вредностей сварочных материалов, и за расчетный принимают больший из них. Воздухообмен при сварке и резке на нефиксированных рабочих местах, а также части неуловленных местными отсосами газов и аэрозолей, составляет примерно 25% их общего количества.

В помещении установлено 15 сварочных полуавтоматов ПДГО-510, 2 сварочных автомата АДГ-630. Таким образом, количество неуловленных местными отсосами вредностей составит:

$$m_{\text{в}}^{\text{пыль}} = (0,7 \cdot 15 + 0,45 \cdot 2) \cdot 8,4 \cdot 0,25 = 23,9 \text{ г/ч},$$

$$m_{\text{в}}^{\text{MnO}_2} = (0,7 \cdot 15 + 0,45 \cdot 2) \cdot 0,89 \cdot 0,25 = 2,5 \text{ г/ч},$$

$$m_{\text{в}}^{\text{HF}} = (0,7 \cdot 15 + 0,45 \cdot 2) \cdot 0,77 \cdot 0,25 = 2,2 \text{ г/ч}.$$

Данные вредные вещества не обладают суммацией вредного воздействия (с. 151, [23]), поэтому расчет ведется по наиболее превышающему ПДК. Предельно допустимые концентрации вредных веществ по [13]:

$$Z_{\text{pz}}^{\text{пыль}} = 4 \text{ мг/м}^3,$$

$$Z_{\text{pz}}^{\text{MnO}_2} = 0,1 \text{ мг/м}^3,$$

$$Z_{\text{pz}}^{\text{HF}} = 0,5 \text{ мг/м}^3.$$

Объемы воздуха для разбавления по каждому типу вредностей:

$$L_{\text{пыль}} = \frac{1000 \cdot 23,9}{4} = 5975 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{\text{MnO}_2} = \frac{1000 \cdot 2,5}{0,1} = 25000 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{\text{HF}} = \frac{1000 \cdot 2,2}{0,5} = 4400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Рассчитаем объем воздуха, необходимого для ассимиляции тепlopоступлений в помещение:

Так как объем помещения на одного человека составляет более 40 м^3 , то тепlopоступления от людей не учитываются.

Тепловыделения от источников освещения:

Освещенность рабочих поверхностей $E=200$ лк - сборочно-сварочные цехи; площадь пола помещения $F=2506,6 \text{ м}^2$; удельные тепловыделения от люминесцентных ламп $q_{\text{осв}}=0,071 \text{ Вт/м}^2$ - лк для помещений выше $4,2 \text{ м}$ площадью более 200 м^2 ; $\eta_{\text{осв}}=0,45$.

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 2506,6 \cdot 0,071 \cdot 0,45 = 16017 \text{ Вт}.$$

Тепловыделения от электродвигателей работающих станков и оборудования:

Номинальная установочная мощность электродвигателей $N=76,5 \text{ кВт}$ (всего 15 двигателей); коэффициент полноты загрузки электродвигателя $k_{\text{п}}=1$ при загрузке от 1 до 0,5 (по заданию загрузка 0,85); коэффициент перехода теплоты в помещение $k_{\text{т}}=0,6$ для проектировочного расчета.

Тепловыделения от электродвигателей работающих станков и оборудования составляют $Q_{\text{ст}}=10084 \text{ Вт}$.

Тепловыделения от отдельно стоящих электродвигателей (кран-балка):

Номинальная установочная мощность электродвигателя $N=27,2 \text{ кВт}$, коэффициент полноты загрузки электродвигателя $k_{\text{п}}=1$, КПД электродвигателя $\eta=0,88$, коэффициент спроса на электроэнергию $k_{\text{с}}=0,5$ – двигатели.

$$Q_{\text{эл}} = 1000 \cdot 27,2 \cdot (1 - 0,88) \cdot 0,5 = 1632 \text{ Вт}$$

Теплопоступление в помещение через заполнения световых проемов не вычисляется ввиду отсутствия последних.

Теплопоступление через покрытие:

Максимальное значение теплового потока суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации за июль, поступающие на горизонтальную поверхность $I_{\text{макс}}=894\text{Вт/м}^2$ на широте 44° ; максимальная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в июле, принятая с коэффициентом 0,5 $A_{\text{н}}=8,25$; среднесуточный тепловой поток суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации, поступающий в июле на горизонтальную поверхность $I_{\text{ср}}=331\text{Вт/м}^2$; коэффициент поглощения теплоты солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для кровельной панели $\rho=0,75$; расчетная скорость ветра $v=4,7\text{м/с}$.

Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции:

$$\alpha_{\text{н}} = 8,7 + 2,6 \cdot 4,7 = 20,9 \text{Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Амплитуда колебаний температуры наружного воздуха с учетом солнечной радиации

$$A_{\text{н}}^{\text{усл}} = \frac{0,75 \cdot (894 - 331)}{20,9} + 8,25 = 28,5^\circ\text{C}$$

Затухание амплитуды колебания температуры наружного воздуха в покрытии $\nu=25$, тогда амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности покрытия:

$$A_{\text{тв}} = 28,5 / 50 = 0,57^\circ\text{C}$$

Площадь покрытия $F=2648,8\text{м}^2$ тогда амплитуда колебания теплового потока:

$$A_{\text{q}} = 8,7 \cdot 2648,8 \cdot 0,57 = 13135 \text{ Вт}$$

Расчетная температура наружного воздуха, принимаемая равной средней температуре июля $t'_{\text{н}}=17,5^\circ\text{C}$; тогда условная среднесуточная температура наружного воздуха:

$$t_{\text{н}}^{\text{усл}} = 17,5 + \frac{0,75 \cdot 331}{20,9} = 29,4^{\circ}\text{C}$$

Сопротивление теплопередачи покрытия $R_o=0,58 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$; температура наружного воздуха, принимаемая по параметрам климата А $t_{\text{н}}^{\text{А}} = 25^{\circ}\text{C}$; температура уходящего воздуха под покрытием, для холодных цехов $t_{\text{yx}}=25+5=30^{\circ}\text{C}$.

Среднесуточное поступление теплоты в помещение:

$$q_o = \frac{2648,8}{0,58} \cdot (29,4 - 30) = 3653 \text{ Вт}$$

Коэффициент β для часа максимума поступления теплоты $\beta=1$, тогда теплоступление через покрытие:

$$Q_{\text{п}} = 3653 + 13135 = 16788 \text{ Вт.}$$

Теплоступления от электросварочных постов:

В помещении 17 сварочных постов, тепловыделения от одного электросварочного поста в среднем составляют $Q_{\text{эп}} \approx 4640 \text{ Вт}$, тогда:

$$Q_{\text{эп}} = 4640 \cdot 17 = 78880 \text{ Вт.}$$

Суммарные теплоступления:

$$Q = Q_{\text{эп}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{осв}} = 78880 + 16788 + 1632 + 10084 + 16017 = 123401 \text{ Вт}$$

Расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды $G_{\text{рз}} = 0 \text{ кг/ч}$; температура воздуха, подаваемого в помещение при ассимиляции избытков теплоты $t_{\text{пр}} = t_{\text{рз}} - \Delta t_1 = 16 - 2,5 = 13,5^{\circ}\text{C}$, где Δt_1 берется по с.152 [23] вне зоны действия приточной струи; температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, рассчитана выше $t_{\text{yx}}=28,6^{\circ}\text{C}$. Таким образом потребное количество приточного воздуха для ассимиляции теплоступлений:

$$G_{\text{я}} = \frac{3,6 \cdot 136494}{1,005 \cdot (30 - 13,5)} = 29274 \text{ кг/ч} = 24395 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Наибольший расход воздуха требуется для разбавления выбросов оксида марганца. Значение $L=25000\text{м}^3/\text{ч}$ принимается за расчетный расход приточного воздуха. Местные вытяжные системы являются рециркуляционными, поэтому влияния на воздушный баланс не оказывают.

Таким образом, для обеспечения вентиляционного баланса из помещения должно удаляться $25000\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха. Удаление воздуха происходит естественным путем через фонари за счет подпора, создаваемого приточной системой.

Расчет воздухообмена для кабинета начальника лаборатории, лаборанта (137е)

В административных помещениях фактором, определяющим воздушный баланс, являются выделение углекислого газа при дыхании людьми и тепловыделения различного происхождения. За расчетное принимается наибольшее из двух значений.

Выделение углекислого газа CO_2 людьми зависит от интенсивности выполняемой работы:

$$m_{\text{CO}_2} = g \cdot n = 25 \cdot 2 = 50 \text{ г/ч}$$

где g – количество CO_2 , выделяемого одним человеком, г/ч, $g=25\text{г/ч}$ при легкой работе (табл. 2.1, с. 33 [23]);

n – количество людей в помещений, $n=2$.

Требуемый объем вентиляционного воздуха для разбавления вредности до ПДК при $Z_{\text{рз}}^{\text{CO}_2} = 1,75 \text{ г/кг}$:

$$L = \frac{1000 \cdot m_{\text{CO}_2}}{Z_{\text{рз}}} = \frac{50}{1,75} = 28,6 \text{ кг/ч} = 23,8 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Теплопоступления в помещение:

Теплопоступления от людей $q=151\text{Вт}$ при легкой работе и температуре в помещении 20°C (табл. 2.1, с.33 [23]). В помещении работает два человека. $Q_{\text{л}}=302\text{Вт}$.

Тепловыделения от источников освещения:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} = 200 \cdot 15,8 \cdot 0,116 \cdot 0,45 = 165 \text{ Вт}$$

где E - освещенность рабочих поверхностей $E=200$ лк для кабинетов; площадь пола помещения $F=15,8\text{м}^2$; удельные тепловыделения от люминесцентных ламп $q_{\text{осв}}=0,116\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{лк})$ для помещений площадью менее 50м^2 со светильниками диффузного рассеянного света (табл. 2.5 [23]); $\eta_{\text{осв}}$ - доля теплоты, поступающей в помещение, $\eta_{\text{осв}}=0,45$ от люминесцентных ламп.

Теплоотдача от прочего оборудования:

$$Q_{\text{об}} = P_{\text{об}} \cdot Y_1 = P_{\text{ном}} \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4 \cdot Y_1 = 600 \cdot 0,25 = 150 \text{ Вт.}$$

где Y_1 - коэффициент перехода тепла в помещение, зависящий от вида оборудования;

$P_{\text{об}} = P_{\text{ном}} \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4$ - мощность, потребляемая оборудованием, Вт;

$P_{\text{ном}}$ - номинальная (установленная) мощность электрооборудования помещения, $P_{\text{ном}}=600\text{Вт}$.

При ориентировочных расчетах произведение всех четырех коэффициентов можно принимать равным $Y_1 \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4 = 0,25$.

Теплопоступление в помещение через заполнения световых проемов:

По таблице 2.15 (с. 48 [23]) максимальное поступление теплоты солнечной радиации в рабочее время для светового проема, ориентированного на Восток на широте 44 наблюдается с 8 до 9 ч по истинному солнечному времени: $q_{\text{п}}=490\text{Вт}/\text{м}^2$, $q_{\text{р}}=121\text{Вт}/\text{м}^2$ без учета поправочного коэффициента для двойного остекления 0,9. По таблице 2.18 (с. 53 [23]) в этот час азимут солнца $A_{\text{с}}=78^\circ$. Азимут остекления $A_{\text{о}}=90^\circ$. По таблицам 2.16 и 2.17 (с. 52 [23]) коэффициент, учитывающий затенение остекления световых проемов переплетами и загрязнение атмосферы $k_1=0,54$ для широты 44, в промышленных районах, световых проемов, облучаемых в расчетный час солнцем и двойного остекления в металлических переплетах; коэффициент, учитывающий загрязнение стекла $k_2=0,95$ для незначительного

загрязнения стекла. Поскольку до полудня $A_{co}=A_c-A_0=-12^\circ<90^\circ$, воспользуемся формулой:

$$q_c = (q_{\pi} + q_p) \cdot k_1 \cdot k_2 = (490 + 121) \cdot 0,9 \cdot 0,54 \cdot 0,95 = 282 \text{ Вт/м}^2.$$

Суммарная площадь остекления $F_c=3,6\text{м}^2$, по табл. 2.14 (с. [23]) коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема $k_{оп}=0,53$ для внутренних светлых жалюзи.

Теплопоступление в помещение:

$$Q_{\text{макс}} = q_c \cdot F_c \cdot k_{оп} = 282 \cdot 3,6 \cdot 0,53 = 538 \text{ Вт.}$$

Площади поверхности внутренних ограждающих конструкций: $F_1=F_2=13,8\text{м}^2$, $F_3=10,2\text{м}^2$, $F_4=F_5=15,8\text{м}^2$. Режим работы с 8 до 17 ч. По табл. 2.15 (с. 48 [23]) продолжительность прямой солнечной радиации для поверхности, ориентированной на Восток: до полудня – 4ч., после полудня – 0ч., всего 4ч. По табл. 2.19 (с. 54 [23]) находим значения $m_1=m_2=m_3=0,37$ для внутренних стен, $m_4=m_5=0,34$ для пола и потолка.

Расчетные теплопоступления:

$$Q_p = 538 \cdot \left(\frac{13,8 \cdot 0,37 + 13,8 \cdot 0,37 + 10,2 \cdot 0,37 + 15,8 \cdot 0,34 + 15,8 \cdot 0,34}{13,8 + 13,8 + 10,2 + 15,8 + 15,8} \right) = 192 \text{ Вт}$$

Теплопоступление через покрытие:

Максимальное значение теплового потока суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации за июль, поступающие на горизонтальную поверхность $I_{\text{макс}}=894\text{Вт/м}^2$ на широте 44° ; максимальная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха в июле, принятая с коэффициентом 0,5 $A_{\text{тн}}=8,25$; среднесуточный тепловой поток суммарной (прямой + рассеянной) солнечной радиации, поступающий в июле на горизонтальную поверхность $I_{\text{ср}}=331\text{Вт/м}^2$; коэффициент поглощения теплоты солнечной радиации наружной поверхностью покрытия: для кровельной панели $\rho=0,75$; расчетная скорость ветра $v=4,7\text{м/с}$.

Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции:

$$\alpha_n = 8,7 + 2,6 \cdot 4,7 = 20,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$$

Амплитуда колебаний температуры наружного воздуха с учетом солнечной радиации

$$A_{\text{н}}^{\text{усл}} = \frac{0,75 \cdot (894 - 331)}{20,9} + 8,25 = 28,5^{\circ}\text{C}$$

Затухание амплитуды колебания температуры наружного воздуха в покрытии $\nu = 50$, тогда амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности покрытия:

$$A_{\text{тв}} = 28,5 / 50 = 0,57^{\circ}\text{C}$$

Площадь покрытия $F = 15,8 \text{ м}^2$ тогда амплитуда колебания теплового потока:

$$A_{\text{q}} = 8,7 \cdot 15,8 \cdot 0,57 = 78 \text{ Вт}$$

Расчетная температура наружного воздуха, принимаемая равной средней температуре июля $t'_{\text{н}} = 17,5^{\circ}\text{C}$; тогда условная среднесуточная температура наружного воздуха:

$$t_{\text{н}}^{\text{усл}} = 17,5 + \frac{0,75 \cdot 331}{20,9} = 29,4^{\circ}\text{C}$$

Сопротивление теплопередачи покрытия $R_0 = 0,89 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$; температура наружного воздуха, принимаемая по параметрам климата А $t_{\text{н}}^{\text{А}} = 25^{\circ}\text{C}$; температура уходящего воздуха под покрытием, для кабинетов высотой до 3 метров $t_{\text{yx}} = t_{\text{н}}^{\text{А}} + 1 = 25 + 1 = 26^{\circ}\text{C}$.

Среднесуточное поступление теплоты в помещение:

$$q_0 = \frac{15,8}{0,89} \cdot (29,4 - 26) = 85 \text{ Вт}$$

Коэффициент β для часа максимума поступления теплоты $\beta = 1$, тогда теплопоступление через покрытие:

$$Q_{\text{п}} = 78 + 85 = 163 \text{ Вт.}$$

Таким образом, суммарные теплопоступления

$$Q = Q_{\text{п}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{об}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{л}} = 302 + 165 + 150 + 192 + 163 = 972 \text{ Вт}$$

Местных отсосов и технологического оборудования в помещении нет. Температура воздуха, подаваемого в помещение при ассимиляции избытков теплоты $t_{пр} = t_{рз} - \Delta t_1 = 20 - 1,5 = 18,5^\circ\text{C}$, где Δt_1 берется по с.13 [29] в зоне действия приточной струи; температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, рассчитана выше $t_{yx} = 26^\circ\text{C}$. Таким образом потребное количество приточного воздуха для ассимиляции тепlopоступлений:

$$G_{\text{я}} = \frac{3,6 \cdot 972}{1,005 \cdot (26 - 18,5)} = 571 \text{ кг/ч} = 476 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Значение потребного объема приточного, рассчитанное по тепlopоступлениям превышает значение по разбавлению углекислого газа, поэтому в помещение следует подавать 476 м³/ч воздуха. Для соблюдения вентиляционного баланса такое же количество воздуха необходимо удалять из помещения.

Воздухообмен в остальных помещениях рассчитан аналогично. Результаты расчета воздухообмена сведены в таблицу воздухообмена по помещениям.

5.3.2 Расчет естественной вытяжной вентиляции.

Расчет естественной вытяжной вентиляции производится по литературе [19] и [23].

Аэрацией зданий называют организованную регулируемую естественную вентиляцию, которая осуществляется под действием аэростатического и ветрового давлений. Аэрацию применяют в цехах со значительными тепловыделениями, если концентрация пыли и вредных газов в приточном воздухе не превышает 30% предельно допустимой в рабочей зоне.

Для удаления воздуха из аэрируемых помещений применяются незадуваемые аэрационные фонари. Аэрационные или светоаэрационные фонари применяются при равномерном расположении источников тепловыделений в плане помещения. Расстояние l , м, между центрами источников должно удовлетворять условию $l < 1,1 \cdot (H + b)$ (где H - высота помещения, м; b - размер источника в плане вдоль фонаря, м). При расчете аэрации обычно рассматривают наиболее неблагоприятные условия, т. е. без учета ветрового давления при действии только гравитационного давления.

Площади вытяжных аэрационных проемов определяют по формуле [23]:

$$F = \frac{G_{yx}}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{выт}} \cdot \rho_{yx}}{\xi_{\text{выт}}}}}$$

где G_{yx} - количество воздуха, удаляемого через фонарь, кг/ч;

$\Delta p_{\text{выт}}$ - потери давления на проход воздуха через проемы фонаря, Па, определяемые по формуле $\Delta p_{\text{выт}} = 0,6 \cdot 9,81 \cdot h \cdot (\rho_n - \rho_{yx})$ [19], где h - расстояние между центром приточных и вытяжных проемов, м;

ρ_{yx} , ρ_n - плотность удаляемого и наружного (приточного) воздуха, кг/м³, определяемая по формуле $\rho = 353/T$ [19];

ξ - коэффициент местного сопротивления фонаря, для П-образного светоаэрационного фонаря с верхнеподвесными створками на вертикальной оси с ветрозащитными панелями $\xi = 11,5$ [19].

Расчет естественной вытяжной вентиляции в помещениях отделения изготовления металлических конструкций и нестандартизированного оборудования (128)

В помещение 128 высотой 14,1м, где планируется применение аэрационных фонарей, источники выделения вредностей с минимальными размерами $b=1$ м располагаются на максимальном расстоянии $l=8$ м:

$$8 < 1,1 \cdot (14,1 + 1) - \text{условие выполняется.}$$

Для обеспечения вентиляционного баланса из помещения должно удаляться $G_{yx} = 25200 \text{ м}^3/\text{ч} = 30240$ воздуха (из расчета воздухообмена). Расстояние между центром приточных и вытяжных проемов $h = 14,5 - 2,5 = 12$ м, температура воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, рассчитана выше $t_{yx} = 28,6^\circ\text{C}$, температура воздуха, подаваемого в помещение, рассчитана выше $t_{пр} = 13,5^\circ\text{C}$. Площади вытяжных аэрационных проемов:

$$F = \frac{30240}{3600 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,6 \cdot 9,81 \cdot 12 \cdot (353 / (273 + 13,5) - 353 / (273 + 28,6)) \cdot 353 / (273 + 28,6)}{11,5}}} = 8,9 \text{ м}^2$$

Так как потребная площадь вытяжных аэрационных проемов получилась значительно меньше предусмотренной архитектурным решением (исходные данные), то расход воздуха через фонари регулируется путем изменения угла прикрытия створок фонаря.

5.3.3 Аэродинамический расчет системы вентиляции.

При перемещении воздуха в системах вентиляции происходит потеря энергии, которая обычно выражается в перепадах давлений воздуха на отдельных участках системы и в системе в целом. Аэродинамический расчет проводится с целью определения размеров поперечного сечения участков

сети. При этом в системах с гравитационным побуждением движения располагаемое давление задано, а в системах с механическим побуждением движения потери давления определяют выбор вентилятора. В последнем случае подбор размеров поперечного сечения воздуховодов, как правило, проводят по предельно допустимым скоростям воздуха.

Расчет сети воздуховодов в общем виде сводится к определению потерь давления в них при данном расходе воздуха. Задаются сечением или диаметром воздуховодов и определяют скорость воздуха при проектируемом расходе и соответствующие потери давления в воздуховоде на 1 м длины.

Суммарные потери давления в воздуховодах определяются по формуле [30]

$$\Delta p = R \cdot l + Z, \text{ Па}$$

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

l – длина воздуховода, м;

Z – потери давления на местные сопротивления, Па

При температуре воздушного потока, отличающейся от 20°C, на потери давления, подсчитанные по вышеуказанной формуле, следует вводить поправочные коэффициенты, соответственно на трение K_1 и на местные сопротивления K_2 . В соответствии с [19] для расчетных температур воздуха незначительно отличающихся от 20°C данные коэффициенты незначительны и поэтому не применяются.

Потери давления на местные сопротивления Z можно определить по формуле

$$Z = \sum \xi \cdot \left(\frac{v^2 \cdot \rho}{2} \right), \text{ Па}$$

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

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

v – скорость воздушного потока.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ в табличном виде приведены в таблицах 22.16 - 22.43 [20].

Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину диаметра d принимают эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, который определяется по формуле

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B},$$

где A и B – размеры сторон прямоугольного воздуховода, м.

Расчет ведется по методу допустимых скоростей:

1. Вычерчивается аксонометрическая схема системы воздуховодов. На схеме указывается порядковый номер каждого расчетного участка, количество воздуха, проходящего по нему L , м³/ч, и длина. Вначале просчитывается самый удаленный от вентилятора и наиболее нагруженный участок сети.

2. Задаются оптимальной скоростью воздуха по табл. VI.36 [30] и с. 86 [31]. По номограмме (рис. VI.37). задавая скорость движения воздуха, согласно требованиям для данного помещения, и зная количество воздуха L , проходящего по данному участку, выбирается диаметр каждого участка воздуховода d или размеры сечения прямоугольного воздуховода, затем определяется скоростное давление $v^2 \cdot \rho / 2$ и соответствующие потери на трение R по табл. 22.15 (с. 207 [20]).

3. По табличным данным определяется сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$.

4. Вычисляется величина потерь на местные сопротивления.

5. Определяются суммарные потери давления в воздуховодах.

Располагаемое давление для ответвлений сети определяется как сумма потерь давления на предыдущих участках сети. Необходимо увязать все ветви воздуховодов, то есть приравнять сопротивление каждой ветви к сопротивлению наиболее нагруженной ветви, допускаемая невязка при этом

10%. Увязать ветви воздухопроводов между собой можно с помощью диафрагм, которые устанавливают на наименее нагруженных участках воздухопроводов. Расчет диафрагм ведется по табл. 22.48 и 22.49 с. 232 [20].

Расчет системы приточной вентиляции П7

Система подает воздух на первый и второй этажи административно-бытовой части здания. Наиболее протяженный участок 10–19 необходимо уравновесить с ветвью 3–9.

После определения суммарных потерь давления получены следующие результаты:

$$\Delta p_{3-9}=340,1\text{Па}; \Delta p_{10-19}=489,8\text{Па};$$

$$\text{невязка: } \Delta = \frac{\Delta p_{10-19} - \Delta p_{3-9}}{\Delta p_{10-19}} \cdot 100\% = \frac{489,8 - 340,1}{489,8} = 30,6\% > 10\%$$

В начале ветви 3-9 для увязки потери давления устанавливается диафрагма, обеспечивающая потерю давления $\Delta p_d = \Delta p_{10-19} - \Delta p_{3-9} = 489,8 - 340,1 = 149,7\text{Па}$.

Данное падение давления соответствует значению

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p_d}{v^2 \cdot \rho} = \frac{2 \cdot 149,7}{3,5^2 \cdot 1,2} = 20.$$

По табл. 22.49 [20] выбираем две последовательно устанавливаемые на участке 3 диафрагмы с размером отверстия 128x278 и $\xi = 10$ каждая.

Расчет системы вытяжной вентиляции в-12

Система удаляет воздух с первого и второго этажей административно-бытовой части здания. Наиболее протяженный и нагруженный участок 21–29 необходимо уравновесить с ветвью 30–40.

После определения суммарных потерь давления получены следующие результаты:

$$\Delta p_{21-29}=229,6\text{Па}; \Delta p_{30-40}=155,5\text{Па};$$

$$\text{невязка: } \Delta = \frac{\Delta p_{21-29} - \Delta p_{30-40}}{\Delta p_{21-29}} \cdot 100\% = \frac{229,6 - 155,5}{229,6} = 32,3\% > 10\%$$

В начале ветви 3-9 для увязки потери давления устанавливается диафрагма, обеспечивающая потерю давления $\Delta p_d = \Delta p_{30-40} - \Delta p_{21-29} = 229,6 - 155,5 = 74,1 \text{ Па}$.

Данное падение давления соответствует значению

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p_d}{v^2 \cdot \rho} = \frac{2 \cdot 74,1}{3,5^2 \cdot 1,2} = 10.$$

По табл. 22.49 [20] выбираем устанавливаемую на участке 30 диафрагму с $\xi = 10$.

Аналогичным образом производится аэродинамический расчет остальных систем вентиляции. В ходе расчета уточняются сечения воздуховодов и определяется полный напор в сети.

5.3.4 Расчет и выбор оборудования для системы вентиляции.

Приточные установки осуществляют фильтрацию свежего воздуха при необходимости его нагрев (в холодное время года) и подачу в систему воздуховодов для последующей раздачи по помещениям [30].

Приточные вентиляционные установки состоят из корпуса, в котором смонтированы:

1. фильтр;
2. водяной или электрический калорифер;
3. вентилятор;
4. система автоматики;
5. звукоизоляционный материал.

Для подбора приточных вентиляционных установок используются:

1. Производительность по воздуху ($\text{м}^3/\text{ч}$). Благодаря широкому модельному ряду может составлять от нескольких десятков до нескольких десятков тысяч $\text{м}^3/\text{ч}$.

2. Мощность подогревателя (кВт). Величина мощности определяется на условия подогрева в зимнее время свежего воздуха от температуры

наиболее холодной пятидневки (параметры Б: -24°C для Находки) до температуры подачи воздуха в помещения.

3. Напор или внешнее статическое давление.

4. Уровень шума (Дб).

Определение мощности нагревателя ведется по методике расчета калориферов (с. 202 [32]). Расход тепла для нагревания воздуха определяется по формулам:

Определяем расход тепла Q , кДж/кг, на нагрев воздуха по формуле:

$$Q = c \cdot G \cdot (t_k - t_n)$$

где G - количество нагреваемого воздуха, кг/ч;

c - теплоемкость воздуха, кДж/(кг °C);

t_n - начальная температура нагреваемого воздуха, °C;

t_k - конечная температура нагретого воздуха, °C

Поверхность нагрева калориферной установки определяется из выражения

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}$$

где k - коэффициент теплопередачи калорифера, кДж/(м²·ч·°C);

Δt_{cp} - средняя разность температур теплоносителя и воздуха, °C;

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_r + t_o}{2} - \frac{t_k - t_n}{2}$$

где t_r - температура горячей воды на входе в калорифер, °C;

t_o - температура обратной воды на выходе из калорифера, °C

Массовая скорость воздуха в живом сечении калориферной установки определяется по формуле

$$v_p = \frac{G}{3600 f_{ж}}$$

где $f_{ж}$ - площадь живого сечения для прохода воздуха, м²;

Расход воды определяется по формуле

$$W = \frac{Q}{t_r - t_o}$$

Скорость воды в трубках калориферной установки определяется по формуле

$$w = \frac{W}{1000 \cdot 3600 f_{\text{тр}}}$$

где $f_{\text{тр}}$ - площадь живого сечения трубок калориферной установки для прохода теплоносителя, м^2 ;

Сопротивление калориферов движению воздуха зависит от модели калорифера и массовой скорости воздуха проходящего через него.

Значение температуры воздуха подаваемого в помещения принимается равным 20°C в административно-бытовых помещениях и 18°C в производственных помещениях.

Компоновка вентиляционных установок фирмы «KORF» (П1-П9, В6, В10-В13) подбиралась по программе подбора вентиляционного оборудования для выбора наиболее эффективной при расчетных параметрах компоновки и проверялась по каталогу [33]. Оборудование канальных вентиляционных установок комплектуется как составляющее современной модульной приточной вентиляционной установки ANR, UTR и WRW.

Для местного отсоса от позиции 14 (В14) ввиду невозможности использования канального вентилятора, выбран радиальный вентилятор низкого давления ВР80-75К производства ЗАО «Вентмаш» [36].

Воздухораспределительная сеть выполняется из воздуховодов круглого и прямоугольного сечения из тонколистовой оцинкованной стали толщиной 0,7мм по ГОСТ 14918-80* и в соответствии с размерным рядом приложения Н [1].

В качестве присоединительных патрубков применяются гибкие воздуховоды ALUDUCT фирмы «Арктос». Воздуховоды данного типа легки, что позволяет использовать их в помещениях с подвесными потолками, достаточно термостойки и при горении не выделяют токсичных веществ и газов.

На воздуховодах приточных систем П1.1, П1.2, обслуживающих помещения категорий А, предусмотрены взрывозащищенные обратные клапаны в местах пересечения воздуховодами ограждений помещений. На воздуховодах вентиляционных систем производственных помещений также устанавливаются клапаны огнезадерживающие и противопожарные типа КЛОП-1(60) (ЛИСТ 8).

В производственных помещениях для подачи приточного воздуха из верхней зоны вертикальными и коническими потоками устанавливаются нерегулируемые воздухораспределители панельные модульные штампованные типа ПМШ-В, серия 5.904-63 производства фирмы «Экострой», а также приточно-вытяжные решетки цилиндрические РС-ГЦ производства ООО «Вентоборудование» для установки в круглом воздуховоде с горизонтальными пластинами для регулировки диапазона действия и направления воздушного потока.

Для удаления и подачи воздуха вентиляционные системы производственных помещений, мастерских и складов выполняются с приточно-вытяжными решетками вентиляционными РС-Г производства ООО «Вентоборудование» (с горизонтальными жалюзи без блока управления) и решетками вентиляционными регулируемыми РС-Г/Б (с горизонтальными жалюзи и блоком управления) для регулирования диапазона действия и направления воздушного потока.

Системы приточно-вытяжной вентиляции административных помещений и лабораторий комплектуются диффузорами ДПУ-М производства ООО «Вентоборудование». В диффузорах ДПУ-М при перемещении обтекателя с закручивателем соответственно вдоль оси корпуса изменяются вид формируемой приточной струи (от вертикальной смыкающейся конической до горизонтальной веерной) и ее дальнобойность, что позволяет реализовать посезонное регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В системах приточно-вытяжной вентиляции бытовых помещений применяются вентиляционные решетки АМР (оснащенные регуляторами расхода воздуха) и АМН производства ООО «Вентоборудование».

В системе теплоснабжения калориферов применяются смесительные узлы SURP фирмы KORF. Регулирование мощности осуществляется с помощью насоса, который обеспечивает постоянную циркуляцию воды в обогревателе, и трехходового вентиля с сервоприводом, обеспечивающего смешение воды, поступающей из системы теплоснабжения, и воды, выходящей из воздухонагревателя.

5.3.5 Гидравлический расчет системы теплоснабжения калориферов.

Для снабжения теплом калориферов приточных систем запроектированы 4 системы теплоснабжения:

венткамеры 231 (системы П4, П5, П7) – от гребенки №2;

венткамеры 232 (системы П1.2, П2, П3, П8) – от узла управления;

венткамеры 233 (системы П1.1, П9) – от гребенки №1;

системы П6 – от узла управления.

Гидравлический расчет заключается в определении диаметров трубопроводов, необходимых для перемещения определенного количества (расхода) теплоносителя в зависимости от располагаемого давления [30].

Расход теплоносителя, направляемый на калорифер, определяется из тепловой мощности нагревателя по формуле

$$G_k = \frac{3,6 \cdot Q_k}{c \cdot (t_n - t_o)}$$

где Q_k – мощность нагревателя, кВт;

c – теплоемкость воды, $c=4,187 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$;

t_n – температура в подающем трубопроводе;

t_o -- температура в обратном трубопроводе.

Принципиально методика расчета трубопроводов не зависит от вида теплоносителя. Во всех случаях основой для расчета служат общеизвестные формулы гидравлики. Движение теплоносителя по трубопроводам сопровождается потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений: трения и местных сопротивлений.

Расчет ведется по методу применения удельных потерь давления. По этому методу отдельно определяют потери давления на трение и потери его в местных сопротивлениях в каждом расчетном участке системы.

На основании формул выведено и экспериментально подтверждено, что при ламинарном движении жидкости гидравлическое сопротивление трубопровода зависит исключительно от скорости движения среды, что и принимается для гидравлического расчета, при значениях скорости 1-1,5 м/с.

По табл. II.1 приложения [4] по принятым скоростям и расходам теплоносителя определяется диаметр трубопровода и соответствующие ему потери давления на трение на 1 пог.м длины. Суммарные потери на участке l длины будут $\Delta p = R \cdot l$.

Потери давления на участке на местные сопротивления определяются как произведение суммы коэффициентов местного сопротивления на динамический напор:

$$Z = \sum \zeta_{\text{уч}} \left(\frac{\rho w^2}{2} \right)$$

Общие потери давления на участке трубопровода выражаются суммой потерь давления на трение и в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}}$$

Определяются потери давления на участке трубопровода наиболее нагруженного, т.е. самого удаленного участка от источника теплоснабжения.

$$\Delta p = \sum (R \cdot l + Z)$$

Затем увязываем, т.е. приравниваем потери давления в каждом последующем ответвлении с потерями давления на наиболее нагруженном участке. Допустимое расхождение может составлять до 15%.

Расчет системы теплоснабжения вентиляционных установок П1.2, П2, П3, П8 (помещение венткамеры №234)

Для проведения гидравлического расчета вычерчивается аксонометрическая схема системы теплоснабжения, на которой отмечаются длины, расходы и диаметры участков. В соответствии со схемой заполняется расчетная таблица, и вычисляются общие потери давления на участках трубопроводов.

За основное принято кольцо 1-9. После определения располагаемого давления в сети, параллельно подключенные участки трубопроводов (4-6 и 10-12; 3-7 и 13-15; 2-8 и 16-18) были увязаны путем изменения диаметров. Установка дроссельных устройств при этом не потребовалась. В ходе расчета были изменены диаметры следующих участков: №5 с $d=20 \times 2,8$ на $d=15 \times 2,8$; №№13 и 15 с $d=89 \times 3,5$ на $d=108 \times 4$; №17 с $d=76 \times 3,5$ на $d=89 \times 3,5$.

6 Аэродинамические основы организации воздухообмена в помещении.

Необходимо определить расположение приточных и вытяжных отверстий систем вентиляции.

Вентилирование помещений любого назначения представляет собой процесс переноса определенных объемов воздуха, вытекающего из приточных отверстий. Скорость и направление истечения воздуха из отверстий, форма и количество отверстий, их расположение, а также температура воздуха в струе определяют характер воздушных потоков в помещении. Приточные струи взаимодействуют между собой, с тепловыми струями, возникающими около нагретых поверхностей, и с потоками воздуха, образующимися вблизи вытяжных отверстий. Строительные конструкции помещения (колонны, стены, пол, потолок) и технологическое оборудование при набегании на них потоков воздуха оказывают существенное влияние на скорость и направление их дальнейшего распространения. Кроме того, в производственных помещениях на скорость

и направление движения воздуха большое влияние могут оказывать действие различных механизмов технологического оборудования, а также струи, истекающие из отверстий или неплотностей оборудования, находящегося под избыточным давлением.

Воздушные потоки — струи, образующиеся в помещении, — переносят поступающие в воздух вредные выделения (конвективное тепло, пары, газы и пыль) и формируют в объеме воздуха помещения поля скоростей, температур и концентраций. «В распространении вредностей по помещению струям, иначе говоря, турбулентной диффузии (в противоположность молекулярной диффузии) принадлежит решающая роль» [37].

При распределении приточного воздуха в вентилируемом помещении необходимо учитывать все особенности распространения приточных струй, с тем чтобы в рабочей или обслуживаемой зоне помещения обеспечить требуемые параметры воздуха: температуру, подвижность и допустимые концентрации вредных выделений (включая влажность). Учет всех особенностей движения воздуха в помещении представляет собой задачу большой сложности, так как не все факторы, обуславливающие это движение, поддаются точному учету - к настоящему времени некоторые из них еще недостаточно изучены.

Струей называют поток жидкости или газа с конечными поперечными размерами. В технике вентиляции приходится иметь дело со струями воздуха, истекающего в помещение, также заполненное воздухом. Такие струи называют затопленными.

Так как выбранное помещение механической мастерской (137д) относительно больших размеров и температура приточного воздуха, выходящего из воздуховодов равна температуре воздуха в помещении, следовательно, рассматриваем свободную изотермическую струю.

Свободная изотермическая струя.

В теории свободных струй исходным положением для выявления закономерностей их развития является равенство статических давлений в струе и окружающем воздухе. Вследствие этого положения импульс внешних сил будет равен нулю, а количество движения секундной массы воздуха в струе должно быть постоянным:

$$J_o = J_x = const$$

Расчетные формулы для круглой струи:

Относительный радиус струи:

$$\bar{R}_x = \frac{R_x}{R_o} = 0,22 \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o)$$

Где $\bar{x} = \frac{x}{R_o}$ - относительное расстояние; $\bar{x}_o = \frac{x_o}{R_o}$ - относительная абсцисса полюса основного участка струи.

β_o -поправочный коэффициент на количество движения на выходе из отверстия.

Относительная средняя по площади скорость:

$$\bar{V}_F = \frac{V_F}{V_o} = \frac{3,2 \cdot \sqrt{\beta_o}}{\bar{x} - \bar{x}_o}$$

Где V_F и V_o - средняя по площади скорость движения воздуха в рассматриваемом сечении и на выходе из отверстия.

Относительная средняя по расходу скорость:

$$\bar{V}_M = \frac{V_M}{V_o} = \frac{6,45 \cdot \sqrt{\beta_o}}{\bar{x} - \bar{x}_o}$$

где V_M - средняя по расходу скорость; V_o - скорость в любой точке поперечного сечения струи.

Относительная осевая скорость:

$$\bar{V}_{oc} = \frac{V_{oc}}{V_o} = \frac{12,4 \cdot \sqrt{\beta_o}}{\bar{x} - \bar{x}_o}$$

где V_{oc} - скорость на оси струи (осевая скорость) в сечении, находящемся на расстоянии x от начала истечения.

Относительный объемный расход:

$$\bar{L}_x = \frac{L_x}{L_o} = 0,155 \cdot \sqrt{\beta_0} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o)$$

L_x и L_o - объемный расход воздуха соответственно в рассматриваемом сечении и на выходе из отверстия.

Относительная средняя по расходу избыточная концентрация:

$$\Delta \bar{C}_M = \frac{C_M - C_{окр}}{C_o - C_{окр}} = \frac{6,45}{\sqrt{\beta_0} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o)}$$

Относительная кинетическая энергия:

$$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_o} = \frac{6,42 \cdot \beta_0 \cdot \sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2) \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o)}$$

Относительная избыточная концентрация на оси струи:

$$\Delta \bar{C}_{oc} = \frac{C_{oc} - C_{окр}}{C_o - C_{окр}} = \frac{9,24}{\sqrt{\beta_0} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_o)}$$

Расчет свободной изотермической струи

Выбираем для расчета воздухораспределительное устройство на воздуховоде с размерами 100×200 мм ($d_{экв} = 160$ мм [30]) в помещении механической мастерской (137д). Тогда эквивалентный радиус воздуховода $R_{в-да} = 80$ мм. Для определения β_o может быть использовано предложение В.В.Батурина о примерном равенстве коэффициента местного сопротивления насадка ξ и поправочного коэффициента на скоростное давление α . Тогда $\beta_o \approx (\xi + 2)/3$. Коэффициент местного сопротивления насадка ξ принимаем $\xi = 1,3$ по таблице 22.22 [20], $\beta_o = 1,1$, $\bar{x}_o = -4$ принимаем по с.108 [32]. Сведем результаты расчетов в таблицу.

Таблица 16 - Расчет характеристик изотермической круглой струи

Величина	Значения величины									
$\bar{x}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
$\bar{x}_0$	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4
$\bar{R}_x$	0,88	1,10	1,32	1,54	1,76	1,98	2,20	2,42	2,64	2,86
$\bar{V}_F$	0,84	0,67	0,56	0,48	0,42	0,37	0,34	0,31	0,28	0,26
$\bar{V}_M$	1,69	1,35	1,13	0,97	0,85	0,75	0,68	0,61	0,56	0,52
$\bar{V}_{oc}$	3,25	2,60	2,17	1,86	1,63	1,45	1,30	1,18	1,08	1,00
$\bar{L}_x$	0,65	0,81	0,98	1,14	1,30	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11
$\Delta \bar{C}_M$	1,54	1,23	1,02	0,88	0,77	0,68	0,61	0,56	0,51	0,47
$\bar{E}_x$	1,42	1,14	0,95	0,81	0,71	0,63	0,57	0,52	0,47	0,44
$\Delta \bar{C}_{oc}$	2,20	1,76	1,47	1,26	1,10	0,98	0,88	0,80	0,73	0,68

Рисунок 1 - Схема турбулентной струи

Движение воздуха около вытяжных отверстий.

Картина движения воздуха около вытяжных и около приточных отверстий совершенно различна. При всасывании воздух подтекает к отверстию со всех сторон, а при нагнетании он истекает из отверстия в виде струи с углом раскрытия примерно 25° (рис.2).

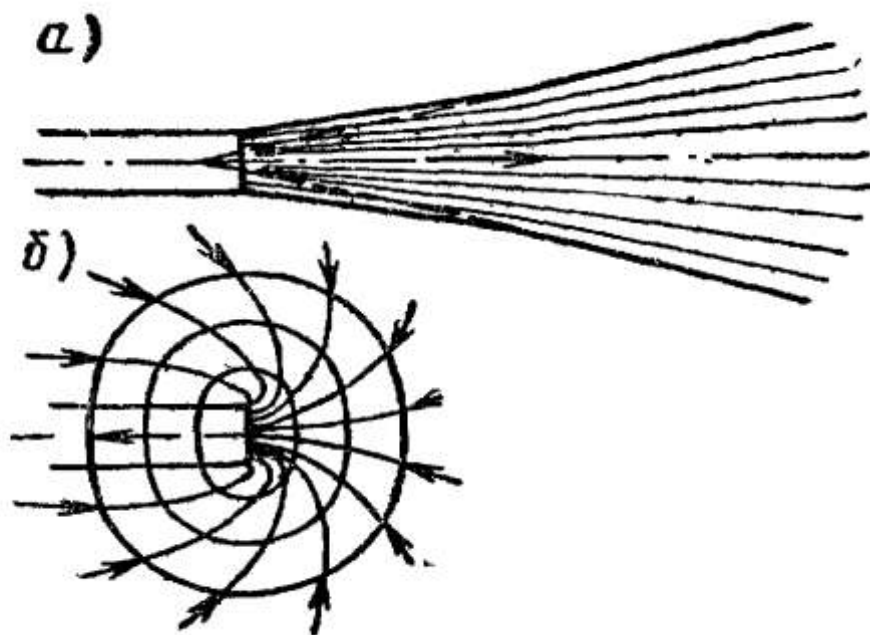


Рисунок 2 - Движение воздуха около приточного (а) и вытяжного (б) отверстий

Закономерности движения воздуха около всасывающих отверстий исследовались многими отечественными и зарубежными авторами. Ниже приводятся аналитические исследования И. А. Шепелева для стока воздуха в круглое отверстие [32].

Через круглое отверстие радиусом R_0 в плоской стенке удаляется воздух со скоростью V_0 в количестве L_0 .

Элементарный расход воздуха через площадку dF вызовет элементарную скорость воздуха в пространстве около отверстия. Полагая, что поле равных скоростей около отверстия представляет собой половину сферической поверхности радиуса R , можем записать равенство

$$V_0 \cdot r \cdot d\phi dr = 2 \cdot \pi \cdot R^2 dV$$

откуда элементарная скорость

$$dV = \frac{V_0}{2 \cdot \pi \cdot R^2} \cdot r d\phi dr$$

Элементарная скорость на оси стока

$$dV_{oc} = dV \frac{x}{R}$$

Интегрирование этого выражения по углу ϕ в пределах от нуля до 2π и вторично по радиусу r в пределах от нуля до R_0 дает значение скорости на оси симметрии потока:

$$V_{oc} = V_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{R_0}{x}\right)^2}}\right)$$

Схемы движения воздуха в вентилируемых помещениях

Для правильного расположения отверстий для подачи воздуха в помещение и для удаления его, необходимо выяснить влияние взаимного расположения этих отверстий на движение воздуха в помещении.

При рассмотрении свободной струи установлено, что количество воздуха в струе непрерывно увеличивается по мере удаления рассматриваемых сечений от приточного отверстия, а подтекание воздуха из

окружающего пространства происходит по всей длине струи и охватывает некоторый контур «замкнутой системы».

Таким образом, с помощью аэродинамической организации воздухообмена было рассмотрено формирование воздушных потоков в помещении, определено взаимное расположение и рассчитано количество приточных и вытяжных отверстий. Например, в помещении 137д было решено разместить три приточных устройства с возможностью регулирования диапазона действия и направления воздушного потока на восточной стене ближе к южному углу и два вытяжных устройства и западной стене ближе к северному углу.

7 Тепловой пункт здания.

Основное назначение тепловых пунктов заключается в установлении и поддержании параметров теплоносителя (давления, температуры и расхода) на заданном уровне, необходимом для надежной и экономичной работы теплопотребляющих установок [34].

Оборудование теплового пункта состоит из водо-водяного теплообменника горячего водоснабжения, приборов для регулирования и контроля параметров сетевой воды и водяных фильтров фильтров.

Система отопления здания присоединяется к тепловой сети по зависимой схеме. Применение такого способа обусловлено тем, что давление в обратном трубопроводе тепловой сети не превышает допустимое рабочее давление в системе [35]. Присоединение калориферов вентиляционных систем осуществляется по схеме с непосредственной подачей перегретой воды в калориферы. Система горячего водоснабжения присоединяется по закрытой системе теплоснабжения через водоводяной скоростной подогреватель.

В месте присоединения системы отопления к тепловой сети на подающем и обратном трубопроводах устанавливаются шаровые краны NAVAL. Затем для контроля параметров сетевой воды – термометр,

манометр и датчик температуры прибора учета тепла. Для защиты системы отопления от загрязнения из тепловой сети на трубопроводе монтируются сетчатые фильтры. Для возможности промывки к фильтрам подведен водопровод и организован слив в канализацию. Далее для контроля загрязнения фильтра и арматуры по изменению падения давления установлен манометр.

Присоединение отдельных систем отопления, системы теплоснабжения калориферов и магистрального трубопровода к гребенкам организовано от общего коллектора. На каждом подающем трубопроводе, присоединенном к коллектору, устанавливается шаровой кран Danfoss и манометр. В месте присоединения обратных трубопроводов данных систем установлены балансировочные клапаны Danfoss и контрольно-измерительная группа в составе манометра и термометра.

8 Энергосбережение.

Энергосберегающие мероприятия для промышленных потребителей тепла позволяют значительно снизить издержки, к тому же экономия тепловой энергии от внедрения некоторых мероприятий может быть получена расчетным путем [38].

Ввиду того, что при применении рециркуляции ее степень ограничена требованиями к чистоте воздуха, естественное желание использовать теплоту вытяжного воздуха с наибольшей пользой требует разделения потоков приточного и вытяжного воздуха в теплоутилизационном устройстве. Это достигается при применении рекуперативных теплообменников-утилизаторов, которые по сравнению с регенеративными теплообменниками не требуют дополнительных затрат энергии на привод движущихся частей и в отличие от систем с промежуточным контуром имеют большую эффективность (табл. 4.4.3 и 4.4.4, с.326 [38]).

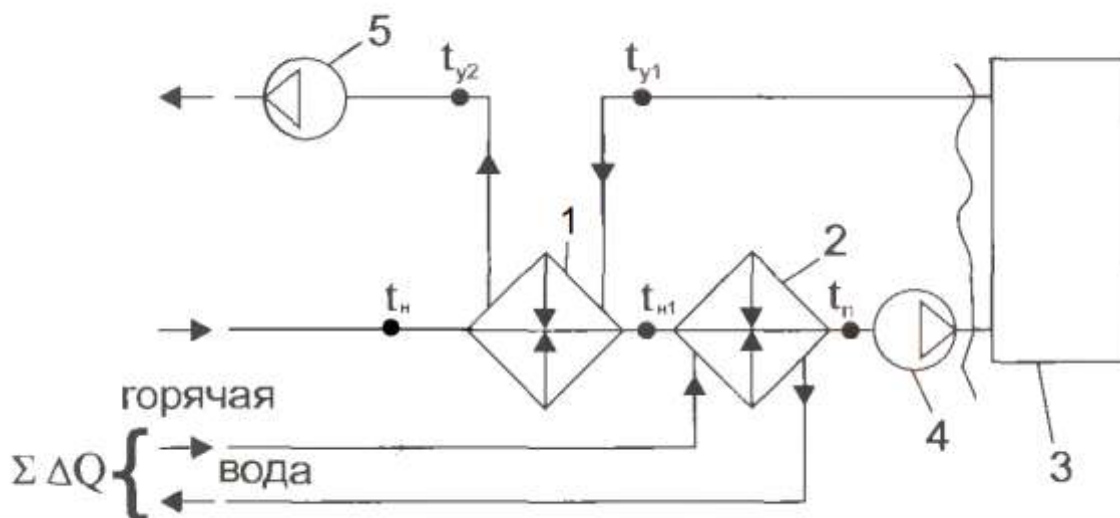


Рисунок 3 - Принципиальная схема системы вентиляции с теплообменником-утилизатором

1 – рекуперативный теплообменник; 2 – воздухоподогреватель (калорифер); 3 – вентилируемое помещение; 4 – приточный вентилятор; 5 – вытяжной вентилятор.

В целях энергосбережения предлагается утилизировать теплоту вентиляционных выбросов вытяжных вентиляционных установок В12 и В13 в рекуперативном теплообменнике приточной вентиляционной установки П7. Данные установки обеспечивают микроклимат в административно-бытовых помещениях и расположены на незначительном удалении в вентиляционной камере 231, что позволяет обойтись без введения промежуточного контура и значительного увеличения протяженности воздуховодов.

Исходные данные для расчета: общая избыточная тепловая мощность (тепловыделения) в обслуживаемых помещениях в холодное время года $\Delta Q = 5,46 \text{ кВт}$; массовые расходы приточного и вытяжного воздуха $G_{\text{п}} = 0,94 \text{ кг/с}$, $G_{\text{в}} = 0,932 \text{ кг/с}$ (для расчета можно принять $G_{\text{п}} = G_{\text{в}} = 0,94 \text{ кг/с}$); влагосодержание наружного воздуха $d_{\text{н}} = 3 \text{ г/кг с.в.}$; температура приточного воздуха $t_{\text{п}} = 20^\circ \text{C}$.

Уравнения теплового баланса для теплообменника-утилизатора, вентилируемых помещений и системы в целом:

$$\begin{aligned}
Q_{\text{ты}} &= G \cdot (h_{\text{н1}} - h_{\text{н}}) = G \cdot (h_{\text{y1}} - h_{\text{y2}}) \\
G \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{y1}}) + \Delta Q &= 0 \\
-G \cdot (h_{\text{y2}} - h_{\text{н}}) + \Sigma Q + \Delta Q &= 0
\end{aligned} \tag{1}$$

где ΣQ – суммарная мощность, подводимая к воздуху в калорифере.

Из данных балансов следует, что затраты тепловой мощности по обогреву воздуха в системе вентиляции с теплообменником-утилизатором равны:

$$\Sigma Q_y = G \cdot (h_{\text{y2}} - h_{\text{н}}) - \Delta Q \tag{2}$$

Для прямоточной (без теплообменника-утилизатора) системы общеобменной вентиляции затраты тепловой мощности по обогреву воздуха получаются из уравнения баланса (2), если принять $h_{\text{y2}} = h_{\text{y1}}$:

$$\Sigma Q = G \cdot (h_{\text{y1}} - h_{\text{н}}) - \Delta Q$$

Энергосберегающий эффект от применения теплообменника-утилизатора в абсолютном выражении (экономия тепловой мощности, подводимой от внешнего источника теплоснабжения):

$$\Sigma Q_3 = \Sigma Q - \Sigma Q_y = G \cdot (h_{\text{y1}} - h_{\text{y2}}) = \Delta Q_{\text{ты}}$$

С учетом эффективности теплообменника-утилизатора:

$$\varepsilon = \frac{G_{\text{п}} \cdot (t_{\text{н1}} - t_{\text{н}})}{G_{\text{y}} \cdot (t_{\text{y1}} - t_{\text{н}})}$$

Экономия тепловой мощности составит:

$$\Sigma Q_3 = G \cdot \varepsilon \cdot (h_{\text{y1}} - h_{\text{н}})$$

Энтальпия влажного воздуха вычисляется по формуле

$$h = c_{\text{в}} \cdot t + d \cdot (r_0 + c_{\text{п}} \cdot t),$$

где $c_{\text{в}}$ и $c_{\text{п}}$ – теплоемкости воздуха и водяного пара;

r_0 – удельная теплота испарения воды в окрестности температуры 0°C.

Энтальпия h_{y1} определяется из уравнения баланса (1) по формуле:

$$h_{\text{y1}} = (\Delta Q / G) + h_{\text{п}}$$

Расчет схемы утилизации теплоты сбросного воздуха вытяжных вентиляционных установок В12 и В13

$$h_n = -14,2 \text{ кДж/кг по [17];}$$

$$h_n = c_v \cdot t_n + d_n \cdot (r_0 + c_n \cdot t_n) = 1,005 \cdot 20 + 3 \cdot 10^{-3} \cdot (2500 + 1,807 \cdot 20) = 27,7 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{y1} = (\Delta Q/G) + h_n = 5,46/0,94 + 27,7 = 33,51 \text{ кДж/кг.}$$

Эффективность теплообменника-утилизатора при $t_{n1}=3,1^\circ\text{C}$ вычисленной по программе подбора оборудования KORF для рекуператора PR 70-40:

$$\varepsilon = \frac{t_{n1} - t_n}{t_{y1} - t_n} = \frac{3,1 - (-16)}{21 - (-16)} = 0,516$$

Энергосберегающий эффект:

$$\Sigma Q_3 = G \cdot \varepsilon \cdot (h_{y1} - h_n) = 0,94 \cdot 0,516 \cdot (33,51 - (-14,2)) = 23,14 \text{ кВт} = 19,9 \text{ Мкал/ч.}$$

Найдем экономический эффект от применения рекуперации, полагая за расчетный период длительность отопительного сезона. Стоимость тепловой энергии в г.Северск 1391руб/Гкал, продолжительность отопительного периода 196 дней [17].

Экономия:

$$\Sigma Q_3 = 1391 \text{ руб/Гкал} \cdot 19,9 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал/ч} \cdot 24 \text{ ч} \cdot 196 \text{ дн} = 130191 \text{ руб/год.}$$

Сравнимые значения экономии заявляются производителем оборудования.

Ориентировочная стоимость установки блока рекуператора – 40000руб.

Срок окупаемости энергосберегающего мероприятия:

$$40000 \text{ руб.} / 130191 \text{ руб./год} = 0,31 \text{ года.}$$

Таким образом применение рекуперации за счет утилизации теплоты вентиляционных выбросов вытяжных вентиляционных установок В12 и В13 в рекуперативном теплообменнике (блок рекуперации PR 70-50) приточной вентиляционной установки П7 значительно снижает расходы на вентиляцию.

Данное мероприятие окупается за первые 4 месяца отопительного периода. Модуль PR 70-50 можно устанавливать в существующие приточные вентиляционные системы WRW фирмы KORF.

9 Расчет системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями.

К числу энергоэффективных систем отопления относятся системы лучистого отопления, в которых в качестве отопительных приборов используются водяные, электрические или газовые инфракрасные обогреватели. Для промышленных цехов с большими строительными объемами наиболее перспективным является применение газовых инфракрасных излучателей. Это связано с тем, что в настоящее время газ является сравнительно дешевым и экологически чистым топливом. Небольшие размеры и масса инфракрасных излучателей (ИИ) делают их удобными для размещения в отапливаемых помещениях [39].

Применение ГИИ обеспечивает: повышение равномерности распределения температуры воздуха в объеме помещения; малую подвижность воздуха в помещении; отсутствие неприятного дутья, сокращение переноса пыли и вредных выделений; бесшумность работы; повышенную надежность (незамерзаемость теплоносителя). Система лучистого отопления автономна и легко регулируема, не требует прокладки трубопроводов.

Уменьшение расхода тепловой энергии при использовании ГИИ, по сравнению с традиционными системами, может достигать 30-40%, в том числе за счет сокращения теплотерь здания и эффективного регулирования режимов работы. Данные системы имеют ограничения по области применения из условий обеспечения пожарной безопасности.

Расчет систем лучистого отопления помещения ведется по [40].

Необходимую теплопроизводительность системы лучистого отопления $Q_{от}$, Вт, определяют по формуле

$$Q_{от} = c \cdot (Q_{тп} + Q_{и} - Q_{вн})$$

где c – поправочный коэффициент, характеризующий снижение расхода теплоты на отопление при лучистом отоплении, определяемый по рис.В1, с.18 в зависимости от показателей P и M ;

$Q_{\text{тп}}$ – теплопотери помещения, Вт;

$Q_{\text{и}}$ – расход теплоты на нагрев инфильтрующегося и приточного воздуха, Вт;

$Q_{\text{вн}}$ – тепловыделения в помещении от дежурного отопления, технологического оборудования и людей, Вт.

Теплопотери помещения $Q_{\text{тп}}$, расход теплоты на нагрев инфильтрующегося и приточного воздуха $Q_{\text{и}}$ и тепловыделения в помещении $Q_{\text{вн}}$ определяют расчетом по действующим методикам.

Показатель P определяют по формуле

$$P = K_p - \frac{3Q_{\text{вн}}}{A \cdot B \cdot H \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}$$

где $t_{\text{вн}}$ – расчетная температура внутреннего воздуха ниже уровня установки излучателей, °С;

$t_{\text{н}}$ – расчетная температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки, °С.

A, B, H – соответственно длина, ширина и высота отапливаемого помещения, м.

Показатель M определяют по формуле

$$M = M' \cdot \frac{\eta_{\text{из}}}{0,6}$$

где $\eta_{\text{из}}$ – лучистый коэффициент полезного действия;

M' определяют по формуле

$$M' = \frac{BK_{\text{вз}}}{HK_{\text{нз}}}$$

где $K_{\text{вз}}$ – средневзвешенные по площади коэффициенты теплопередачи наружных ограждений, расположенных выше уровня установки излучателей, Вт/(м²·°С); рассчитывают по формуле

$$K_{вз} = \frac{\sum K_{взи} \cdot F_{взи}}{\sum F_{взи}}$$

где $K_{взи}$ - коэффициент теплопередачи i-го участка наружных ограждений выше уровня установки излучателей, Вт/(м²·°C);

$F_{взи}$ - площадь i-го участка наружных ограждений выше уровня установки излучателей, м²;

$K_{нз}$ - средневзвешенные по площади коэффициенты теплопередачи наружных ограждений ниже уровня установки излучателей, Вт/(м²·°C); рассчитывают по формуле

$$K_{нз} = \frac{\sum K_{нзи} \cdot F_{нзи}}{\sum F_{нзи}}$$

где $K_{нзи}$ - коэффициент теплопередачи i-го участка наружных ограждений ниже уровня установки излучателей, Вт/(м²·°C);

$F_{нзи}$ - площадь i-го участка наружных ограждений ниже уровня установки излучателей, м²;

Количество излучателей n , в зависимости от их тепловой мощности $q_{газ}$, Вт, определяют по формуле

$$n = \frac{Q_{от}}{q_{изл} \cdot \eta_{общ}}$$

где $\eta_{общ}$ - общий коэффициент полезного действия газового инфракрасного излучателя.

$q_{изл}$ – теплопроизводительность излучателя, Вт.

Расчет системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями для помещения отделения изготовления металлических конструкций и нестандартизированного оборудования (128)

Примем к установке газовый инфракрасный излучатель «светлого» типа «Техношванк-40» российско-германского производства [41]. Теплотери помещения $Q_{тп}=109316$ Вт (из расчета теплотерь, глава 3);

расход теплоты на нагрев инфильтрующегося и приточного воздуха (из расчета и подбора оборудования, п.5.3.4) $Q_{\text{и}}=351800\text{Вт}$; тепловыделения в помещении от дежурного отопления, технологического оборудования и людей (из расчета воздухообмена, п.5.3.1) $Q_{\text{вн}}=123401\text{Вт}$; размеры в плане на о.10 $A \times B \times H=108,4 \times 24,4 \times 14,1$, объем помещения 34200м^3 ; лучистый коэффициент полезного действия $\eta_{\text{из}}=0,73$; общий коэффициент полезного действия газового инфракрасного излучателя $\eta_{\text{общ}}=0,95$; теплопроизводительность излучателя $q_{\text{изл}}=30,8\text{кВт}$.

Показатель Р:

$$P = K_p - \frac{3Q_{\text{вн}}}{A \cdot B \cdot H \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})} = 0,2 - \frac{3 \cdot 123401}{34200 \cdot (16 - (-24))} = -0,07 \frac{1}{\text{ч}}$$

Средневзвешенные по площади коэффициенты теплопередачи наружных ограждений, расположенных выше уровня установки излучателей

$$K_{\text{вз}} = \frac{\sum K_{\text{взи}} \cdot F_{\text{взи}}}{\sum F_{\text{взи}}} = \frac{2,78 \cdot 75,88 + 0,58 \cdot 254,9 + 0,42 \cdot 2448,8}{75,88 + 254,9 + 2448,8} = 0,5 \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Средневзвешенные по площади коэффициенты теплопередачи наружных ограждений ниже уровня установки излучателей

$$K_{\text{нз}} = \frac{\sum K_{\text{нзи}} \cdot F_{\text{нзи}}}{\sum F_{\text{нзи}}} = \frac{21,6 \cdot 1,92 + 904,5 \cdot 0,58 + 52 \cdot 0,476 + 60,62 \cdot 0,233 + 68,56 \cdot 0,116 + 2325,4 \cdot 0,07}{21,6 + 904,5 + 52 + 60,62 + 68,56 + 2325,4} = 0,23 \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Показатель М':

$$M' = \frac{BK_{\text{вз}}}{HK_{\text{нз}}} = \frac{24,4 \cdot 0,5}{14,1 \cdot 0,23} = 3,76$$

Показатель М:

$$M = M' \cdot \frac{\eta_{\text{из}}}{0,6} = 3,76 \cdot \frac{0,73}{0,6} = 4,57$$

Определяем поправочный коэффициент, характеризующий снижение расхода теплоты на отопление при лучистом отоплении, определяемый по рис.В1, с.18 [40] в зависимости от показателей Р и М: $c=0,9$.

Необходимая теплопроизводительность системы лучистого отопления:

$$Q_{от} = c \cdot (Q_{тп} + Q_{и} + Q_{вн}) = 0,9 \cdot (109316 + 351800 - 123401) = 303943 \text{ Вт}$$

Количество излучателей n:

$$n = \frac{Q_{от}}{q_{изл} \cdot \eta_{общ}} = \frac{303944}{30,8 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 10,4$$

Примем к установке 11 излучателей «Техношванк-40», располагаемые в соответствии со схемой на рисунке 4 ориентированные вертикально вниз.

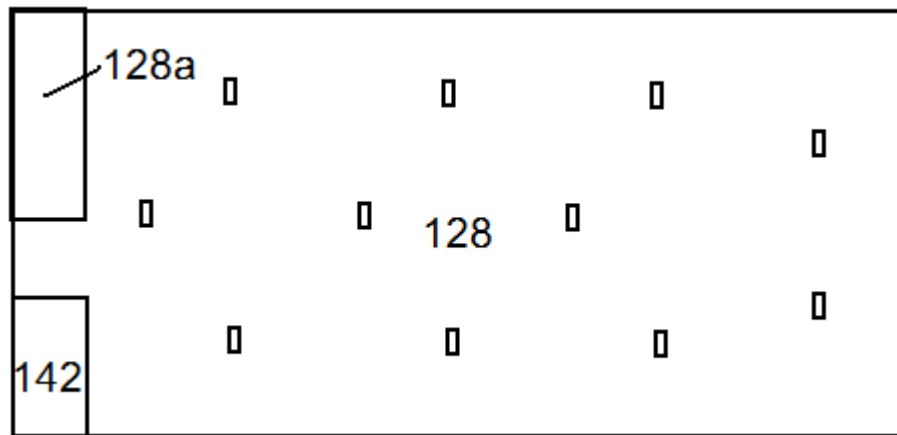


Рисунок 4 – Схема расположения инфракрасных излучателей

12 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.

Технико-экономическое обоснование проекта.

- Планирование разработки проекта отопления и вентиляции производственного корпуса, находящегося в городе Северск.

Выделим основные этапы выполнения проекта и определим время и количество человек, необходимые для выполнения каждой части. Результаты занесем в таблицу .

Таблица 7 - График выполнения проекта

№ п/п	Содержание работы	Оценка длительности в неделях	Потребная численность, человек
1	Ознакомление с исходными данными, изучение литературы по теме	1	3
2	Теплотехнический расчет ограждающих конструкций, расчет потерь теплоты	1	2
3	Выбор и расчет системы отопления. Выбор и расчет количества и размеров отопительных приборов. Гидравлический расчет системы отопления	2	1
4	Выбор и расчет системы вентиляции, определение объемов местной вытяжки, выбор конструкций и расчет местных отсосов	2	1
5	Аэродинамический расчет систем вытяжной и приточной вентиляции	2	1
6	Выбор оборудования для систем вентиляции	1	2
7	Расчет и выбор воздушных завес	1	2
8	Обеспечение микроклимата в офисных помещениях	1	2
9	Разработка системы автоматизации	2	1
10	Разработка рабочих чертежей	3	2
11	Составление отчета	2	2

В выполнении проекта участвуют три человека: один – руководитель проекта, и двое – исполнители проекта.

Расчет затрат и договорной цены на проектирование и проведение НИОКР.

Затраты на проектирование и НИОКР подразделяются на капитальные (единовременные) и текущие. Капитальные затраты на НИР включают в себя: стоимость оборудования, приборов, необходимых для проведения исследований и проектных работ.

Состав текущих затрат: заработная плата, начисления на заработную плату, командировочные расходы, затраты на проектирование и конструирование изделий.

Определение затрат по запланированным работам осуществляется в форме сметной калькуляции, для расчета которой используются действующие рыночные цены, а так же данные производственных и научно-исследовательских подразделений.

Затраты на любой вид деятельности рассчитываются по следующим элементам расходов с последующим суммированием:

1. Материальные затраты (за вычетом стоимости возвратных отходов).
2. Затраты на оплату труда.
3. Отчисления на социальные нужды (единый социальный налог).
4. Амортизация основных фондов и нематериальных активов.
5. Прочие затраты.

Материальные затраты

Этот раздел отражает стоимость, приобретенных со стороны, сырья и материалов, которые входят в состав вырабатываемой продукции, образуя ее основу, или являются необходимыми компонентами при проведении работ.

Основными затратами в этом разделе являются канцелярские товары, используемые при проведении расчетов (таблица 7).

Таблица 8 - Основные материальные затраты при проведении расчетов

Наименование	Количество	Общая стоимость, руб
Бумага писчая	1000 листов	450
Бумага формата А1 для черновых чертежей	25 листов	750
Бумага формата А1 для чертежей	15 листов	1050
Краска для принтера	1 картридж	800
Прочее		300
Всего		3350

Затраты на оплату труда

В состав затрат на оплату труда включаются: выплаты заработной платы за фактически выполненные работы, исходя из сдельных расценок, тарифных ставок и должностных окладов в соответствии с принятыми на предприятии нормами и системами оплаты труда; выплаты стимулирующего характера по системным положениям; выплаты, обусловленные районным регулированием оплаты труда; оплата в соответствии с действующим законодательством очередных и дополнительных отпусков; оплата труда работников, не состоящих в штате предприятия за выполнение ими работ по заключенным договорам.

При выполнении проекта на базе ТПУ заработная плата рассчитывается следующим образом:

Месячная заработная плата работника 11 разряда (руководителя):

$$ЗП_{ЗПЛ}^{15} = (ЗП_{баз} + 3000) \cdot K_{район}$$

где $ЗП_{баз}$ - базовая заработная плата, для работника 11 разряда

$$ЗП_{баз} = 10500 \text{ руб / мес ;}$$

$K_{район}$ - районный коэффициент.

$$ЗП^{15} = (10500 + 3000) \cdot 1,5 = 20250 \text{ руб./мес.}$$

Месячная заработная плата работника 4-го разряда:

$$ЗП^9 = ЗП_{баз} \cdot K_{район}$$

$$ЗП^9 = 6500 \cdot 1,5 = 9750 \text{ руб./мес.}$$

Всего затрат на оплату труда в месяц:

$$ЗП^{МЕС} = ЗП^{15} + ЗП^9 \cdot 2 = 20500 + 9750 \cdot 2 = 39750 \text{ руб./мес.}$$

Всего за время проведения работы (время работы над проектом отопления и вентиляции производственного корпуса составило 4,5 мес. по графику выполнения работ):

$$C_{ЗП}^{\Sigma} = ЗП^{МЕС} \cdot T = 39750 \cdot 4,5 = 155025 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальные нужды

Данная статья отражает обязательные отчисления по установленным законодательным нормам органам государственного социального страхования, пенсионного фонда, государственного фонда занятости и медицинского страхования.

Затраты на социальные нужды рассчитываются как доля (26%) от затрат на оплату труда:

$$C_{СОЦ}^{МЕС} = 0,26 \cdot C_{ЗП}^{МЕС} = 0,26 \cdot 39750 = 8957 \text{ руб./мес.}$$

Всего за время проведения работы: $C_{СОЦ}^{\Sigma} = C_{СОЦ}^{МЕС} \cdot T = 8957 \cdot 4,5 = 40307 \text{ руб.}$

Амортизация основных фондов и нематериальных активов

Отражает сумму амортизационных отчислений на полное восстановление основных производственных фондов, рассчитанную исходя из балансовой стоимости и утвержденных норм амортизации.

К основным фондам при выполнении проекта относятся электронная вычислительная техника (компьютер) и печатающее устройство (принтер), таблица 9.

Таблица 9 - Основные фонды при выполнении проекта

Вид техники	Количество	Общая стоимость	Норма амортизации
Компьютер	3	90000	20%
Принтер	1	10000	20%

Амортизационные отчисления найдем по формуле: $I_{AM} = \Phi \cdot H_{AM} \cdot \frac{T}{12}$

где Φ - стоимость основных фондов;

$$H_{AM} - \text{норма амортизации}; H_{AM} = \frac{1}{T_{cl}} \cdot 100\%$$

$$H_{AM} = \frac{1}{5} \cdot 100\% = 20\%$$

T_{cl} – срок службы; принимаем $T_{cl}=5$ лет (компьютер), $T_{cl}=5$ лет (принтер).

T - время использования основных фондов.

$$I_{AM}^{КОМП} = 90000 \cdot 0,20 \cdot \frac{4,5}{12} = 6750 \text{ руб.}$$

$$I_{AM}^{ПР} = 10000 \cdot 0,2 \cdot \frac{4,5}{12} = 750 \text{ руб.}$$

Сумма амортизационных отчислений по основным фондам:

$$I_{AM.ОСН}^{\Sigma} = I_{AM}^{КОМП} + I_{AM}^{ПР} = 6750 + 750 = 7500 \text{ руб.}$$

К нематериальным активам относятся нематериальные объекты, используемые в течении долгосрочного периода в хозяйственной деятельности и приносящие доход: патенты, лицензии, программные продукты.

При выполнении проекта используются следующие программные продукты: Microsoft Office 2010, AutoCAD 2010 Commercial SLM, Herz C.O. версия 3.59 (программа для гидравлического расчета системы отопления) (таблица 29).

Таблица 10 - Программные продукты, используемые при выполнении проекта

Вид продукта	Стоимость	Норма амортизации
Microsoft Office 2007	6000	25%
AutoCAD 2010 Commercial SLM	15000	
Herz C.O. версия 3.5	3000	

Амортизация нематериальных активов:

$$I_{AM}^{ПРОГ} = \Sigma C \cdot H_{AM} \cdot \frac{T}{12} = (6000 + 15000 + 3000) \cdot 0,25 \cdot \frac{4,5}{12} = 2250 \text{ руб.}$$

$$H_{AM} = \frac{1}{T_{cl}} \cdot 100\% = \frac{1}{4} \cdot 100\% = 25\%$$

Суммарные амортизационные отчисления:

$$I_{AM}^{\Sigma} = I_{AM.OCH}^{\Sigma} + I_{AM}^{PROG} = 7500 + 2250 = 9750 \text{ руб.}$$

Прочие затраты

К прочим затратам себестоимости проекта относятся налоги, отчисления во внебюджетные фонды, оплата электрической и тепловой энергии, вознаграждения за изобретения и рационализаторские предложения, затраты на командировки и т.д. Прочие затраты рассчитаем как 20% от суммы материальных затрат, затрат на заработную плату и отчислений на социальные нужды и амортизационных отчислений:

$$C_{IP} = 0,2 \cdot (C_{MAT} + C_{ЗПЛ}^{\Sigma} + C_{СОЦ}^{\Sigma} + I_{AM}^{\Sigma}) = 0,2 \cdot (3350 + 155025 + 40307 + 9750) = 41686 \text{ руб.}$$

Накладные расходы

При выполнении проекта на базе ТПУ, в стоимости проекта учитываются накладные расходы, включающие в себя затраты на аренду помещений, оплату тепловой и электрической энергии, затраты на ремонт зданий и сооружений, заработную плату административных сотрудников и т.д. Накладные расходы рассчитываются от затрат на оплату труда.

$$C_{НР} = 1,8 \cdot C_{ЗП}^{\Sigma} = 1,8 \cdot 155025 = 279045 \text{ руб.}$$

Договорная цена

Договорная цена должна обеспечить получение прибыли, достаточной для отчисления средств в виде налогов и фиксированных платежей в специальные фонды и бюджеты разного уровня, а также для развития предприятия-разработчика и поощрения исполнителей.

Величина договорной цены должна устанавливаться с учетом эффективности, качества и сроков исполнения разработки на уровне, отвечающем экономическим интересам заказчика и исполнителя.

Договорная цена рассчитывается по формуле:

$$C_D = C_{ПЛ} \cdot K_{IP}^H \cdot K_{РЫН}$$

где $C_{ПЛ}$ – плановая себестоимость разработки:

$$C_{ПЛ} = 3350 + 155025 + 40307 + 9750 + 41686 + 279045 = 529163 \text{ руб.};$$

K_{IP}^H - коэффициент, учитывающий нормативную рентабельность предприятия-разработчика, $K_{IP}^H = 1,1$;

$K_{РБН}$ - коэффициент, учитывающий научно-технический уровень разработки, $K_{РБН} = 1,3$.

$$Ц_d = 529163 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 756703 \text{ руб.}$$

Время работы над проектом отопления и вентиляции производственного корпуса 4,5 мес.

Полученные результаты по всем пунктам занесем в таблицу 29.

Таблица 11 - Смета затрат

Элементы затрат	Сумма затрат, руб.
1 Материальные затраты	3350
2 Затраты на оплату труда	155025
3 Отчисления на социальные нужды	40307
4 Амортизация основных фондов и нематериальных активов	9750
5 Прочие затраты	41686
6 Накладные расходы	279045
7 Итого себестоимость разработки	529163
8 Прибыль	277528
9 Договорная цена	756703

- Техничко-экономические показатели вариантов установки конвекторов и радиаторов

Проведем сравнение по технико-экономическим показателям конвекторов и радиаторов, предназначенных для установки в производственном корпусе.

Алюминиевые радиаторы Elegance

Производитель: Industrie Pasotti S.p.A, Италия

Общие характеристики прибора:

- полностью адаптирован для использования в российских системах центрального отопления;
- рабочее давление: 16атм.;

- опрессовочное давление: 24атм.;
- максимальная температура теплоносителя: 110°C;
- цвет: белый (RAL 9010);
- срок эксплуатации: 20 лет.

В производственный корпус для компенсации тепловых потерь требуется к установке 214 секций радиаторов производства Industrie Pasotti S.p.A, Италия.

Материальные затраты

Стоимость установки 214 секций радиаторов составляет:
 $K=175694$ руб.

Запасные части для ремонта (прокладки, переходник «радиатор-труба» с прокладкой, пробка - заглушка, ручной клапан для выпуска воздуха, угловой двухсторонний кронштейн, клапан безопасности): 19326руб.

Затраты на оплату труда

Для обслуживания и ремонта конвекторов требуется один слесарь.

Месячная заработная плата работника 4-го разряда (слесаря):

$$ЗП^9 = ЗП_{баз} \cdot K_{район}$$

$$ЗП^9 = 6500 \cdot 1,5 = 9750 \text{ руб./мес.}$$

Затраты на оплату труда за один год:

$$ЗП^{\Sigma} = ЗП^{МЕС} \cdot T = 9750 \cdot 12 = 117000 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальные нужды

Затраты на социальные нужды рассчитываются как доля (26%) от затрат на оплату труда:

$$C_{соц}^{МЕС} = 0,26 \cdot C_{зпл}^{МЕС} = 0,26 \cdot 8450 = 2197 \text{ руб./мес.}$$

Отчисления за социальные нужды за один год:

$$C_{соц}^{\Sigma} = C_{соц}^{МЕС} \cdot T = 2197 \cdot 12 = 26364 \text{ руб.}$$

Амортизация основных фондов и нематериальных активов

К основным фондам при функционировании системы отопления производственного корпуса относятся радиаторы, таблица 30.

Таблица 12 - Основные фонды при выполнении проекта

Вид техники	Количество	Общая стоимость	Норма амортизации
Секции радиаторов	214	175694	5%

Амортизационные отчисления найдем по формуле:

$$I_{AM} = \Phi \cdot H_{AM} \cdot \frac{T}{12}$$

где Φ - стоимость основных фондов;

$$H_{AM} - \text{норма амортизации; } H_{AM} = \frac{1}{T_{cl}} \cdot 100\%$$

$$H_{AM} = \frac{1}{20} \cdot 100\% = 5\%$$

T_{cl} – срок службы; $T_{cl}=20$ лет (для радиаторов)

T - время использования основных фондов.

$$I_{AM}^{РАД} = 175694 \cdot 0,05 \cdot \frac{12}{12} = 8785 \text{ руб.}$$

К нематериальным активам относятся нематериальные объекты, используемые в течении долгосрочного периода в хозяйственной деятельности и приносящие доход: патенты, лицензии, программные продукты. В процессе функционировании производственного корпуса нематериальные активы не понадобятся.

Прочие затраты

Прочие затраты рассчитаем как 20% от суммы материальных затрат, затрат на заработную плату и отчислений на социальные нужды и амортизационных отчислений:

$$C_{IP} = 0,2 \cdot (C_{MAT} + C_{ЗПЛ}^{\Sigma} + C_{СОЦ}^{\Sigma} + I_{AM}^{\Sigma}) = 0,2 \cdot (195020 + 117000 + 26364 + 8785) = 66315 \text{ руб.}$$

Накладные расходы

Так помещение производственного корпуса находится в собственности СибМЗ, следовательно, накладные расходы не учитываем.

Таблица 13 - Смета затрат для радиаторов

Элементы затрат	Сумма затрат, руб.
1 Материальные затраты	195020
2 Затраты на оплату труда	117000
3 Отчисления на социальные нужды	26364
4 Амортизация основных фондов	8785
5 Прочие затраты	66314
Итого	397883

Конвекторы «ЭЛЕГАНТ – ПЛЮС»

«Кимрский завод теплового оборудования «РАДИАТОР».

- температура теплоносителя до 115°C;
- могут монтироваться в системах с медной, стальной и металлопластиковой трубой, в однотрубных и двухтрубных системах отопления;
- любой цвет полимерного покрытия;
- рабочее давление - 15 атм.; опрессовочное до - 25 атм.;
- комплектация терморегулирующей арматурой;
- присоединительные размеры: боковое и нижнее подключение - g1/2 (внутренняя резьба);
- длина приборов до 2200 мм;
- теплоотдача приборов до 10068Вт;
- для овальных помещений - радиусное исполнение;
- срок эксплуатации: 25 лет.

В производственный корпус для компенсации тепловых потерь требуется к установке 36 конвекторов производства «Кимрский завод теплового оборудования «РАДИАТОР».

Материальные затраты

Стоимость установки 36 конвекторов составляет: $K=162576$ руб.

Запасные части для ремонта (прокладки, краны шаровые EAGLE, кран Маевского, термостатические клапаны): 14632руб.

Затраты на оплату труда

Для обслуживания и ремонта конвекторов требуется один слесарь.

Месячная заработная плата работника 4-го разряда (слесаря):

$$ЗП^9 = ЗП_{баз} \cdot K_{район}$$

$$ЗП^9 = 6500 \cdot 1,5 = 9750 \text{ руб./мес.}$$

Затраты на оплату труда за один год:

$$ЗП^{\Sigma} = ЗП^{МЕС} \cdot T = 9750 \cdot 12 = 117000 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальные нужды

Затраты на социальные нужды рассчитываются как доля (26%) от затрат на оплату труда:

$$C_{соц}^{МЕС} = 0,26 \cdot C_{ЗПЛ}^{МЕС} = 0,26 \cdot 9750 = 2535 \text{ руб./мес.}$$

Отчисления за социальные нужды за один год:

$$C_{соц}^{\Sigma} = C_{соц}^{МЕС} \cdot T = 2535 \cdot 12 = 30420 \text{ руб.}$$

Амортизация основных фондов и нематериальных активов

К основным фондам при функционировании системы отопления производственного корпуса относятся конвекторы, таблица 13.

Таблица 13 - Основные фонды при выполнении проекта

Вид техники	Количество	Общая стоимость	Норма амортизации
Конвекторы	36	162576	5%

Амортизационные отчисления найдем по формуле:

$$И_{AM} = \Phi \cdot H_{AM} \cdot \frac{T}{12}$$

Где Φ - стоимость основных фондов;

$$H_{AM} \text{ - норма амортизации; } H_{AM} = \frac{1}{T_{сл}} \cdot 100\%$$

$$H_{AM} = \frac{1}{25} \cdot 100\% = 4\%$$

$T_{сл}$ – срок службы; $T_{сл}=25$ лет (для конвекторов)

T - время использования основных фондов.

$$I_{AM}^{KOHV} = 162576 \cdot 0,04 \cdot \frac{12}{12} = 6503 \text{ руб.}$$

К нематериальным активам относятся нематериальные объекты, используемые в течении долгосрочного периода в хозяйственной деятельности и приносящие доход: патенты, лицензии, программные продукты. В процессе функционирования производственного корпуса нематериальные активы не понадобятся.

Прочие затраты.

Прочие затраты рассчитаем как 20% от суммы материальных затрат, затрат на заработную плату и отчислений на социальные нужды и амортизационных отчислений:

$$C_{пр} = 0,2 \cdot (C_{MAT} + C_{ЗПЛ}^{\Sigma} + C_{СОЦ}^{\Sigma} + I_{AM}^{\Sigma}) = 0,2 \cdot (177208 + 117000 + 26364 + 6503) = 62296 \text{ руб.}$$

Накладные расходы

Так как помещение производственного корпуса находится в собственности СибМЗ, следовательно, накладные расходы не учитываем.

Таблица 14 - Смета затрат

Элементы затрат	Сумма затрат, руб.
1 Материальные затраты	177208
2 Затраты на оплату труда	117000
3 Отчисления на социальные нужды	26364
4 Амортизация основных фондов	6503
5 Прочие затраты	62295
Итого	373770

Цена тепловой энергии (Северск, Томская область): 1391 руб./Гкал.

Технико-экономические показатели сравниваемых отопительных приборов

В проекте предусмотрена установка конвекторов	В проекте предусмотрена установка радиаторов
Фирма, производитель оборудования	

«Кимрский завод теплового оборудования «РАДИАТОР»		Industrie Pasotti S.p.A, Италия	
1 Технические показатели оборудования систем			
1.1 Режим работы			
1.1.1 Отопление			
Отопительный сезон, 24 час/сутки		Отопительный сезон, 24 час/сутки	
1.2 Потребление тепловой энергии			
1.2.1 Отопление кВт			
Расчетная нагрузка 25,7		Расчетная нагрузка 25,7	
1.3 Средний срок эксплуатации			
25 лет		20 лет	
2 Экономические показатели			
2.1 Капиталовложения, руб.			
Затраты на оборудование и монтаж	177209	Затраты на оборудование и монтаж	195025
Затраты на проектирование	756704	Затраты на проектирование	756704
Суммарные	933912	Суммарные	951725
Разница капиталовложений ΔK=17812руб.			
2.2 Эксплуатационные издержки, руб/год			
Материальные затраты	14633	Материальные затраты	19327
ЗП и отчисления на социальные нужды	127764	ЗП и отчисления на социальные нужды	127764
Амортизация основных фондов	6503	Амортизация основных фондов	8785
Прочие затраты	62296	Прочие затраты	66315
Суммарные	211194	Суммарные	222189
Разница эксплуатационных издержек ΔИ=10995руб/год			
2.3 Цена тепловой энергии, руб./Гкал			
1391			
2.4 Издержки на тепловую энергию руб./год			
2.4.1 Отопление			
144484		144484	
Разница капиталовложений и эксплуатационных издержек			
ΔИ=10995руб/год, ΔK=17812руб			
Удельные затраты на установку и эксплуатацию конвекторов, руб./Гкал			
3783			

Расчеты показали, что вариант установки конвекторов дает незначительную экономию по сравнению с вариантом установки радиаторов, поэтому затраты на реализацию обоих вариантов можно считать примерно равными и при выборе вида устанавливаемых отопительных приборов

руководствоваться исключительно техническими и эстетическими соображениями.

Так как стоимость установки и эксплуатации конвекторов меньше стоимости и эксплуатации радиаторов и по техническим характеристикам конвекторы превосходят радиаторы, выбираем к установке в производственном корпусе конвекторы производства КЗТО «Радиатор».

Себестоимость потребляемой тепловой энергии с учетом затрат на проект и эксплуатацию отопительных приборов:

$$c_{\text{Гкал}} = c_{\text{пок}} + \frac{K/T_{\text{сл}} + И}{Q},$$

где $c_{\text{Гкал}}$ – цена покупной тепловой энергии, $c_{\text{Гкал}} = 1391 \text{руб./Гкал}$;

K – суммарные капиталовложения в проект, руб.;

$T_{\text{сл}}$ – срок службы отопительных приборов, лет;

Q – тепловая мощность отопительных приборов за отопительный период 196 дней, Гкал/год.

$$Q = \frac{25,7 \cdot 10^3 \text{Вт} \cdot 196 \text{дн} \cdot 3600 \text{с} \cdot 24 \text{ч}}{4,187 \text{Дж / кал}} = 1,039 \cdot 10^{11} \text{кал} = 103,9 \text{Гкал / год}$$

$$c_{\text{Гкал}} = 1391 + \frac{933911/25 + 211194}{103,9} = 1391 + 2392 = 3783 \text{руб./Гкал.}$$

11 Автоматическая система узла учета тепловой энергии

11.1 Описание оборудования узла учета

Учет тепловой энергии в области теплоснабжения лежит в основе энергосберегающих мероприятий. Процедура учета тепловой энергии необходима для обеспечения цивилизованной формы расчетов за потребляемую тепловую энергию между потребителем и поставщиком. Случается так, что расчетное потребление превышает фактическое. Это связано с тем, что энергоснабжающие организации при расчете тепловых схем завышают значения тепловых нагрузок, списывая на потребителей

дополнительные расходы. Избежать подобных ситуаций поможет установка приборов учета тепловой энергии.

Согласно правилам учета тепла, в узле учета потребления тепловой энергии и расхода теплоносителя должны определяться и регистрироваться следующие основные параметры:

- время работы приборов узла учета;
- количество полученной тепловой энергии;
- качественные параметры теплоносителя (температура и давление) в системе отопления, полученного по подающему трубопроводу и возвращенного по обратному трубопроводу;
- количество теплоносителя полученного по подающему трубопроводу и возвращенного по обратному трубопроводу;
- среднечасовую и среднесуточную температуру теплоносителя ГВС в подающем и обратном трубопроводах узла учета.

В системах теплоснабжения, подключенных по независимой схеме, дополнительно должно определяться количество теплоносителя, расходуемого на подпитку системы. В открытых системах теплоснабжения дополнительно определяются количество теплоносителя, израсходованного на водоразбор в системах ГВС и среднечасовое давление теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах узла учета.

Среднечасовые и среднесуточные значения параметров теплоносителя как в ручном, так и в автоматическом режиме, определяются на основании показаний приборов, регистрирующих параметры теплоносителя. Количество тепловой энергии и теплоносителя, полученные потребителем, определяются энергоснабжающей организацией на основании показаний приборов узла учета.

11.2 Устройства автоматизированного теплового пункта

Отопление и горячее водоснабжение жилых домов возможно оптимизировать путем устройства в домах автоматизированных тепловых

пунктов. Принципиальная схема автоматизированного теплового пункта здания представлена на рис.10.1. В состав такого теплового пункта должны входить приборы для измерения, вычисления и передачи следующих параметров:

1 Для системы отопления:

- температура и давление теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе системы отопления;
- расход воды в подающем трубопроводе системы отопления;
- расход воды на подпитку системы отопления;
- количество тепловой энергии, переданной зданию.

2 Для системы горячего водоснабжения:

- температура и давление в подающем и обратном трубопроводе;
- расход воды на входе теплообменников ГВС;
- расход воды в обратном трубопроводе;
- количество переданной тепловой энергии;
- расход воды на подпитку системы горячего водоснабжения.

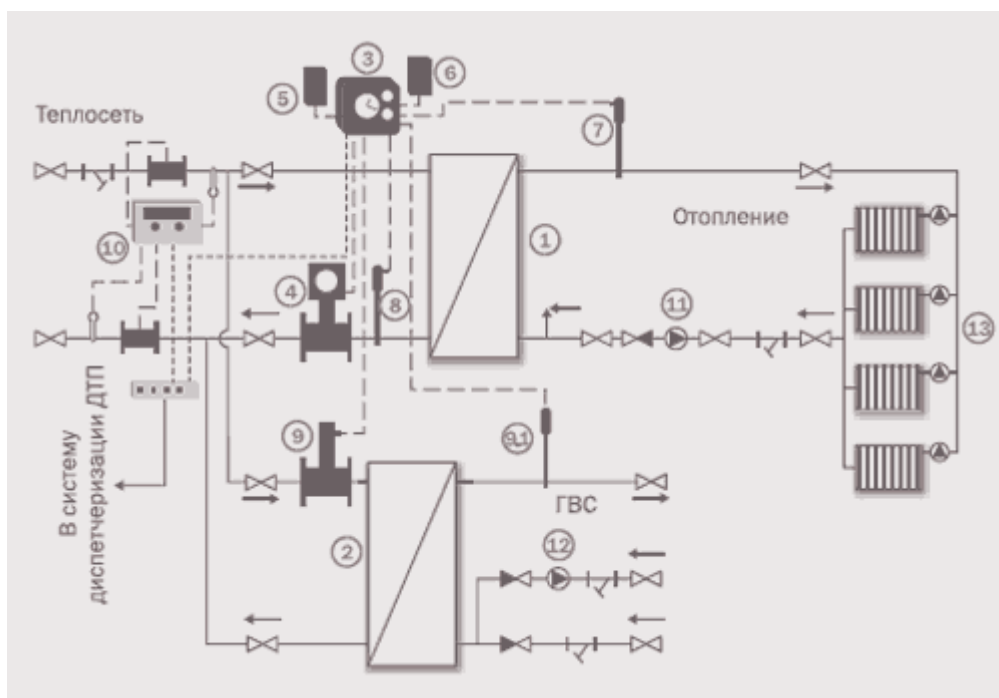


Рисунок 5 - Принципиальная схема автоматизированного теплового пункта

1 – теплообменник системы отопления; 2 – теплообменник системы ГВС; 3 – электронный контроллер системы отопления; 4 – клапан с электроприводом, регулирующий подачу теплоносителя для нагрева воды

системы отопления; 5 – датчики температуры внутреннего воздуха; 6 – датчик температуры наружного воздуха; 7 – датчик температуры теплоносителя в подающей магистрали; 8 – датчик температуры воды в обратной магистрали; 9 – клапаны прямого действия, регулирующие подачу теплоносителя для нагрева воды ГВС; 10 – узлы учета тепловой энергии; 11 – циркуляционный насос системы отопления; 12 – циркуляционный насос системы ГВС; 13 – отопительные приборы (радиатор, система теплого пола, полотенцесушители и др.

Данные системы (автоматизации и диспетчеризации) позволяют при относительно низких денежных затратах обеспечить высокое качество климатических условий отапливаемых помещений и снизить расходы на эксплуатацию за счет уменьшения энергопотребления и повышения надежности работы оборудования. Ценность такой системы в том, что заказчик в дальнейшем сам сможет эксплуатировать такой объект. И стоимость такой системы стоит рассматривать не только стоимостью ее установки, но и стоимостью системы с учетом ее эксплуатации в течение 6 – 10 лет, потому что именно такой срок безотказной работы гарантируют производители, что подтверждается опытом эксплуатации подобных объектов. Если грамотно подходить к реализации поставленных задач, то можно значительно экономить тепловую энергию за счет эффективного использования самой тепловой энергии и установок. Такая экономия тепловой и электрической энергии снижает себестоимость эксплуатации здания, поскольку расчет с поставщиком тепла и электрической энергии ведется по факту ее использования. При корректной эксплуатации и использования систем автоматического управления, возможно снижение расхода тепла на 10–20 % и таким образом достижение экономии эксплуатационных расходов.

11.3 Выбор схемы регулирования объекта.

Для того чтобы учесть потребление тепловой энергии, которое может учитывать также потребление горячей воды (ГВС), необходимо знать

несколько параметров, главными из которых являются расход воды и ее температура.

Существуют два основных типа систем теплоснабжения: закрытые (замкнутые), в которых сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель, и из сети не разбирается; и открытые (разомкнутые), в которых сетевая вода частично (редко полностью) разбирается у абонентов на нужды горячего водоснабжения.

Поскольку в данной работе используется закрытая система теплоснабжения, рассмотрим схему автоматизированного учета тепла в закрытой системе теплоснабжения. На рис. 6 изображена схема узла учета с обозначением основных элементов.

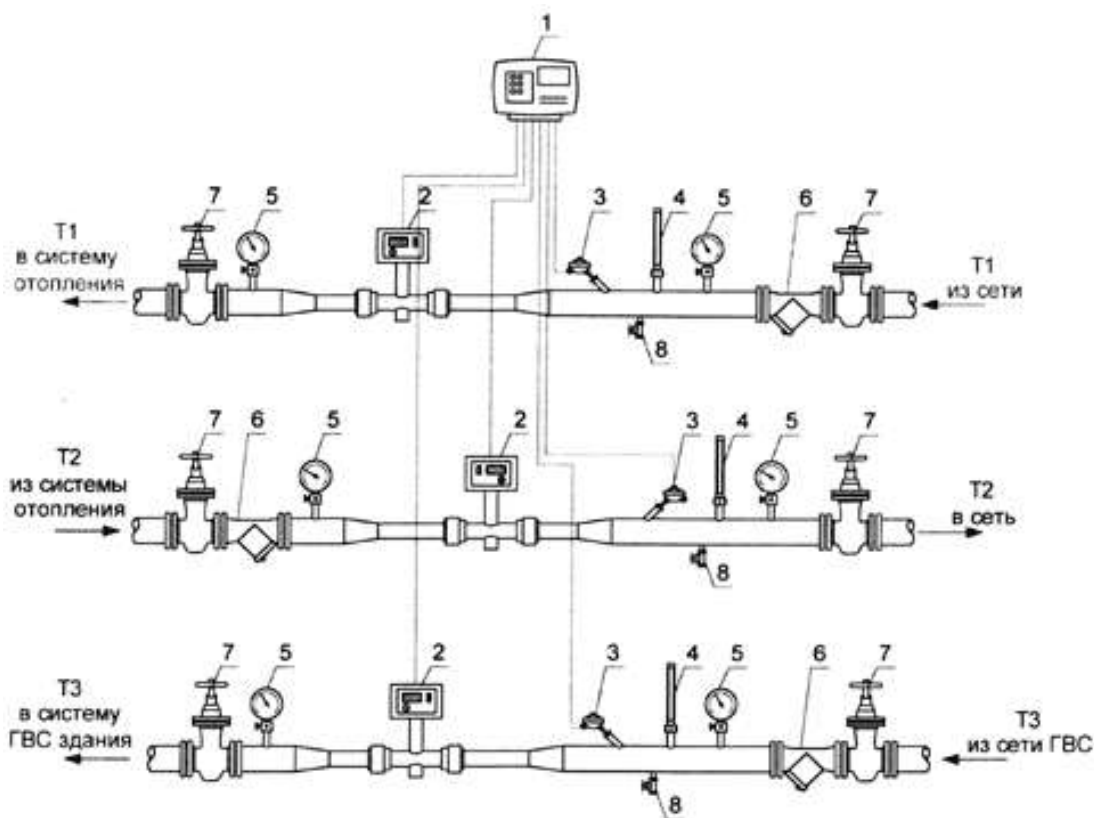


Рисунок 6 - Стандартная схема узла учета тепла

Обозначения схемы узла учета тепловой энергии:

1. Теплосчетчик
2. Первичный преобразователь расхода

3. Датчики температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах

4. Термометр в защитной оправе

5. Манометр

6. Фильтр сетчато-магнитный

7. Задвижка

На рис. 7 представлена функциональная схема узла учета тепловой энергии.

11.4 Выбор средств измерения и аппаратуры для схемы узла учета тепловой энергии.

На отечественном рынке представлен большой спектр тепловычислителей отечественных и зарубежных производителей. Наиболее популярными среди отечественных моделей теплосчетчиков являются СПТ-941, -941К, -942К, -943, -961, -961М, -961К, -9943 (ЗАО НПФ «Логика», г. Санкт-Петербург), ТЭМ-104, -05М, -05М-3, -05М-1, -106 (ООО НПФ «ТЭМ-прибор», г. Москва), Метран-300ПР (Завод ПГ «Метран» г. Челябинск) и др.

В данной работе выбираем тепловычислитель СПТ-961, предназначенный для открытых и закрытых систем теплоснабжения, который способен обслуживать одновременно пять трубопроводов с водой, конденсатом, перегретым паром, сухим или влажным насыщенным паром.

Интегрированные функциональные возможности тепловычислителя обеспечивают комплексное решение широкого круга задач:

- коммерческий учет потребления тепловой энергии и массы воды, перегретого и насыщенного пара;
- контроль режимов теплопотребления;
- организация систем диспетчеризации и контроля потребления тепловой энергии и теплоносителя.

Входными данными для тепловычислителя являются:

- температура в подающем и обратном трубопроводе;
- давление в подающем и обратном трубопроводе;
- расход в подающем и обратном трубопроводе.

Сигнал по температуре формируется при помощи первичного измерительного преобразователя (чувствительный элемент) для измерения температуры, установленного по месту (термопара, датчик пирометра и т.д.). Термопреобразователи сопротивления: термопреобразователь сопротивления погружаемый НСХ 100М, класс допуска В, длина монтажной части 120мм. Тип прибора ТСМ-0193-02-120, в количестве 4 штук. ПГ «Метран» г.

Челябинск; термопреобразователь сопротивления погружаемый НСХ 100М, класс допуска В, длина монтажной части 120мм.

Так же на местах установлены приборы измерительные показывающие: измерительный прибор аналоговый, показывающий, предел допускаемой основной приведенной погрешности $\pm 0,5\%$. Выходной сигнал 4...20мА. Первый канал шкала 0...150 °С, НСХ 100М. Тип А100-Н-211. ПГ «Метран» г. Челябинск; измерительный прибор аналоговый, показывающий, предел допускаемой основной приведенной погрешности $\pm 0,5\%$. Выходной сигнал 4...20мА. Первый канал шкала 0...100°С, НСХ 50М. Тип А100-Н-221. ПГ «Метран» г. Челябинск.

Сигналы от термопреобразователей сопротивления поступают на нормирующие преобразователи для формирования унифицированных сигналов постоянного тока (4...20мА): преобразователь измерительный, нормирующий НСХ 100М, диапазон измеряемых температур 0...150°С, выходной сигнал 4...20мА, класс точности 0,25. Тип Ш9321-3-09-0-1. ПГ «Метран» г. Челябинск; преобразователь измерительный, нормирующий НСХ 50М, диапазон измеряемых температур 0...100 °С, выходной сигнал 4...20мА, класс точности 0,25. Тип Ш9321-2-08-0-1. ПГ «Метран» г. Челябинск.

При помощи преобразователя давления давление преобразуется в унифицированный токовый сигнал: преобразователь избыточного давления 0...1МПа, предел допускаемой основной погрешности 0,2% , выходной сигнал 4...20 мА. Тип Метран-43-Ех-ДИ-3141-01-0,2%-630кПа-4...20мА, в количестве 2 штук. ПГ «Метран» г. Челябинск.

Сигнал поступает на вторичный преобразователь сигнала, блок питания с линейной характеристикой, напряжение питания 220 В, климатическое исполнение DIN, выходной сигнал 4...20 мА. Тип Метран-602-Ех-42-2-DIN, в количестве 2 штук. ПГ «Метран» г. Челябинск.

Так же для измерения давления установлены приборы по месту: манометр, диапазон показаний 0...10кгс/см², предел допускаемой основной

погрешности $\pm 1,5\%$. Тип МПЗ-У-10кгс/см²-1,5, в количестве 2 штук. АО «Манотомь» г. Томск.

Для измерения расхода методом переменного перепада давлений используется диафрагма (сужающее устройство): диафрагма камерная, условное давление 10 МПа, условный диаметр 150 мм. Тип ДКС-10-150 в количестве 2 штук. ПГ «Метран» г. Челябинск.

Посредством измерительного преобразователя разность давлений преобразуется в унифицированный токовый сигнал: преобразователь разности давлений, аналоговый, предел допускаемой основной погрешности $\pm 0,5\%$, верхний предел измерений 100 кПа, предельно допускаемое рабочее избыточное давление 6 МПа, выходной сигнал 4...20 мА. Тип Метран-43Ф-ВН-ДД-3494-02-0,5%-100кПа-6МПа-4..20мА в количестве 2 штук. ПГ «Метран» г. Челябинск.

Затем сигнал поступает на преобразователь расхода, блок питания с корнеизвлекающей характеристикой, напряжение питания 220В, климатическое исполнение DIN-43700, выходной сигнал 4...20мА. Тип Метран-602-42-2-DIN. ПГ «Метран» г. Челябинск.

Затем со всех вторичных преобразователей (температуры, давления, расхода), сигналы поступают на тепловычислитель СПТ961. Поступающая на него информация регистрируется, показывается на табло. А затем дополнительно для хранения, учета и архивации поступает на персональный ЭВМ и блок ручного управления БРУ-22 ОАО «ЗЭиМ», г.Чебоксары для световой сигнализации положения цепей и управления исполнительным механизмом МЭОФ-630/63-0,25Р-97 который перемещает положение шарового запорно-регулирующего крана на подаче из теплосети.

Для индикации положения задвижки используется дистанционный указатель положения выходного вала электрического исполнительного механизма с реостатным датчиком ДУП-М.

Таблица 6 - Заказная спецификация приборов и средств автоматизации

Позиция	Наименование, техническая характеристика приборов и средств автоматизации	Тип и марка прибора	Кол-во
1а, 2а, 3а, 4а	Термопреобразователь сопротивления погружаемый НСХ 100М, класс допуска В, длина монтажной части 120мм. ПГ «Метран» г. Челябинск	ТСМ-0193-02-120	4
1б	Измерительный прибор аналоговый, показывающий, предел допускаемой основной приведенной погрешности $\pm 0,5\%$. Выходной сигнал 4...20мА. Первый канал шкала 0...150 ⁰ С, НСХ 100М. ПГ «Метран» г. Челябинск	А100-Н-211	1
2б	Преобразователь измерительный, нормирующий НСХ 100М, диапазон измеряемых температур 0...150 ⁰ С, выходной сигнал 4...20мА, класс точности 0,25. ПГ «Метран» г. Челябинск	Ш9321-3-09-0-1	1
2в	Тепловычислитель. ПГ «Метран» г. Челябинск	Метран-300ПР	1
2г	Персональная ЭВМ.		1
2д	Блок ручного управления. ОАО «ЗЭиМ», г.Чебоксары	БРУ-22	1
2е	Пускатель реостатный реверсивный. ОАО «ЗЭиМ», г.Чебоксары	ПБР-3А	1
2ж	Механизм электроисполнительный однооборотный фланцевый с номинальным значением момента на валу 630Н·м, номинальное значение полного хода 10с, номинальное значение полного хода 0,25 об.. в составе с реостатным блоком сигнализации положения выходного вала; год разработки – 1997. ОАО «ЗЭиМ», г.Чебоксары	МЭОФ-630/63-0,25Р-97	1
2и	Дистанционный указатель положения выходного вала электрического исполнительного механизма с реостатным датчиком. ОАО «ЗЭиМ», г.Чебоксары	ДУП-М	1
3б	Измерительный прибор аналоговый, показывающий, предел допускаемой основной приведенной погрешности $\pm 0,5\%$. Выходной сигнал 4...20мА. Первый канал шкала 0...100 ⁰ С, НСХ 50М. ПГ «Метран» г. Челябинск.	А100-Н-221	1

4б	Преобразователь измерительный, нормирующий НСХ 50М, диапазон измеряемых температур 0...100 ⁰ С, выходной сигнал 4...20мА, класс точности 0,25. ПГ «Метран» г. Челябинск.	Ш9321-2-08-0-1	1
5а, 7а	Манометр, диапазон показаний 0...10 кгс/см ² , предел допускаемой основной погрешности ±1,5%. АО «Манотомь» г. Томск.	МПЗ-У- 10кгс/см ² -1,5	2
6а, 8а	Преобразователь избыточного давления 0...630кПа МПа, предел допускаемой основной погрешности 0.2%, выходной сигнал 4...20мА. ПГ «Метран» г. Челябинск.	Метран-42-Ех- ДИ-3141-01- 0,2%-630кПа- 4...20 мА	2
6б, 8б	Блок питания Метран-602-Ех с линейной характеристикой, напряжение питания 220В, климатическое исполнение DIN, выходной сигнал 4...20мА. ПГ «Метран» г. Челябинск.	Метран-602-Ех- 42-2-DIN	2
9а, 10а	Диафрагма камерная, условное давление 0,6МПа, условный диаметр 125мм. ПГ «Метран» г. Челябинск.	ДКС-0,6-125	2
9б, 10б	Преобразователь разности давлений, аналоговый, предел допускаемой основной погрешности ±0,5%, верхний предел измерений 100кПа, предельно допускаемое рабочее избыточное давление 6МПа, выходной сигнал 4...20мА. ПГ «Метран» г. Челябинск.	Метран-43Ф-ВН ДД-3494-02- 0,5%-100кПа- 6МПа-4..20мА	2
9в, 10в	Блок питания Метран-602 с корнеизвлекающей характеристикой, напряжение питания 220В, климатическое исполнение DIN 43700, выходной сигнал 4...20мА. ПГ «Метран» г. Челябинск.	Метран-602-42- 2-DIN	2

10 Социальная ответственность.

Начальная стадия выполнения выпускной работы проходила на преддипломной практике в г. Северск Томской области в проектно-изыскательском институте «ВНИПИЭТ». В данном разделе рассмотрены основные проблемы производственной и экологической безопасности при проектировании систем отопления и вентиляции в проектных институтах с использованием ПЭВМ

10.1 Производственная безопасность.

Классификация потенциальных опасных (вызывающих травмы) и вредных (вызывающих профессиональные заболевания или снижение работоспособности) производственных факторов (ОВПФ) проводится с использованием «Классификации вредных и опасных производственных факторов по ГОСТ 12.0.003–74 (с измен. № 1, октябрь 1978 г., переиздание 1999 г.)».

К опасным факторам относятся: электрический ток, ионизирующее излучение. К вредным факторам относятся: работа за персональным компьютером, отклонение показателей микроклимата помещения, недостаточная освещенность рабочей зоны, шум, электромагнитное излучение и нервно-психические перегрузки. Данные факторы занесены в таблицу 17.

Таблица 17 - Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы

Наименование видов работ и параметров производственного процесса	Ф а к т о р ы (ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ)	
	Вредные	Опасные
Проектирование систем отопления и вентиляции	1) отклонение показателей микроклимата в помещении; 2) недостаточная освещенность рабочей зоны; 3)шум; 4)электромагнитное излучение; 5) нервно-психические	1)электрический ток 2)ионизирующее излучение 3)пожар

	перегрузки: -умственное напряжение, -монотонность труда; б) работа за ПЭВМ	
--	---	--

10.2 Анализ вредных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению

Требования к микроклимату и содержанию вредных химических веществ в воздухе на рабочих местах, оборудованных ПЭВМ

При проведении работ в помещениях указываются допустимые микроклиматические условия рабочей зоны с учетом избытков тепла, времени года и тяжести выполняемой работы согласно СанПиН 2.2.4.548–96.

Согласно НТД при нормировании параметров микроклимата выделяют холодный период года, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха, равной $+10^{\circ}\text{C}$ и ниже и теплый период года, со среднесуточной температурой выше $+10^{\circ}\text{C}$. Разграничение работ по категориям осуществляется на основе интенсивности общих энергозатрат организма в ккал/ч (Вт).

Проектировочное помещение относится к категории Ia (работы с интенсивностью энергозатрат до 120 ккал/ч, производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением).

В помещениях, в которых работа с использованием ПЭВМ является основной (диспетчерские, операторские, расчетные, залы вычислительной техники) и связана с нервно-эмоциональным напряжением, должны обеспечиваться оптимальные параметры микроклимата для категории работ Ia и Ib в соответствии с действующими санитарно-эпидемиологическими нормативами микроклимата производственных помещений. В помещениях, оборудованных ПЭВМ, проводится ежедневная влажная уборка и систематическое проветривание после каждого часа работы на ПЭВМ.

Таблица 18 - Допустимые параметры микроклимата на рабочих местах производственных помещений.

Период года	Категория работ	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, t°С	Относительная влажность воздуха, φ%	Скорость движения воздуха, м/с	
		Нижнее значение	Верхнее значение			Если $t^o < t^o_{\text{опт}}$	Если $t^o > t^o_{\text{опт}}$ "***"
Холодный	Ia	20,0	25,0	19,0 - 26,0	15 - 75 "**"	0,1	0,1
Теплый	Ia	21,0	28,0	20,0 - 29,0	15 - 75 "**"	0,1	0,2

"*" При температурах воздуха 25°С и выше максимальные величины относительной влажности воздуха не должны выходить за пределы:

70% - при температуре воздуха 25° С; 65% - при температуре воздуха 26° С;
60% - при температуре воздуха 27° С; 55% - при температуре воздуха 28° С.

"***" При температурах воздуха 26 - 28°С скорость движения воздуха в теплый период года должна соответствовать диапазону 0,1 - 0,2 м/с - при категории работ Ia;

Содержание вредных химических веществ в воздухе производственных помещений, в которых работа с использованием ПЭВМ является основной не должно превышать предельно допустимых концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест в соответствии с действующими гигиеническими нормативами.

Требования к уровням шума на рабочих местах, оборудованных ПЭВМ

В производственных помещениях при выполнении основных или вспомогательных работ с использованием ПЭВМ уровни шума на рабочих местах не должны превышать предельно допустимых значений, установленных для данных видов работ в соответствии с действующими санитарно-эпидемиологическими нормативами.

Шумящее оборудование (печатающие устройства, серверы и т.п.), уровни шума которого превышают нормативные, должно размещаться вне помещений с ПЭВМ.

Таблица - Допустимые уровни звукового давления и эквивалентного уровня звука

Рабочее место	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									и эквивалентные уровни
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Конструкторские бюро, программисты, лаборатории	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Требования к уровням электромагнитных полей на рабочих местах, оборудованных ПЭВМ

Временные допустимые уровни ЭМП, создаваемых ПЭВМ на рабочих местах пользователей, согласно СанПиН 2.2.2.4.1340-03 ПЭВМ представлены в таблице 20.

Таблица 20 - Временные допустимые уровни ЭМП, создаваемых ПЭВМ

Наименование параметров		ВДУ ЭМП
Напряженность электрического поля	в диапазоне частот 5 Гц - 2 кГц	25 В/м
	в диапазоне частот 2 кГц - 400 кГц	2,5 В/м
Плотность магнитного потока	в диапазоне частот 5 Гц - 2 кГц	250 нТл
	в диапазоне частот 2 кГц - 400 кГц	25 нТл
Электростатический потенциал экрана видеомонитора		500 В

Требования к освещению на рабочих местах, оборудованных ПЭВМ

Оценка освещенности рабочей зоны необходима для обеспечения нормативных условий работы в помещениях и проводится в соответствии с СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03.

Рабочие столы следует размещать таким образом, чтобы видеодисплейные терминалы были ориентированы боковой стороной к световым проемам, чтобы естественный свет падал преимущественно слева. Искусственное освещение в помещениях для эксплуатации ПЭВМ должно осуществляться системой общего равномерного освещения. Освещенность на поверхности стола в зоне размещения рабочего документа должна быть 300 - 500 лк. Освещенность поверхности экрана не должна быть более 300 лк. Следует ограничивать прямую блескость от источников освещения, при этом яркость светящихся поверхностей (окна, светильники и др.), находящихся в поле зрения, должна быть не более 200 кд/м².

В качестве источников света при искусственном освещении следует применять преимущественно люминесцентные лампы типа ЛБ и компактные люминесцентные лампы. При устройстве отраженного освещения в производственных и административно-общественных помещениях допускается применение металлогалогенных ламп. В светильниках местного освещения допускается применение ламп накаливания, в том числе галогенных.

Применение светильников без рассеивателей и экранирующих решеток не допускается.

При отсутствии светильников с ЭПРА лампы многоламповых светильников или рядом расположенные светильники общего освещения следует включать на разные фазы трехфазной сети.

Требования к освещению помещений представлены в таблице .

Таблица - Нормируемые параметры естественного и искусственного освещения

Помещение	Рабочая поверхность и плоскость нормирования КЕО и освещенности (Г – горизонтальная, В - вертикальная) и высота плоскости над полом, м	Естественное освещение		Совмещенное освещение		Искусственное освещение		
		КЕО e_n , %		КЕО e_n , %		Освещенность, лк		
		при верхнем или комбинированном освещении	при боковом освещении	при верхнем или комбинированном освещении	при боковом освещении	при комбинированном освещении		при общем освещении
						всего	от общего	
Помещения для работы с дисплеями и видеотерминалами, залы ЭВМ	Г-0,8	3,5	1,2	2,1	0,7	500	300	400
	Экран монитора: В-1,2	-	-	-	-	-	-	200
	Экран дисплея: В-1	-	-	-	-	-	-	200

- Прочерки в таблице означают отсутствие предъявляемых требований.

10.3 Расчет потребного воздухообмена.

Воздухообмен в производственных помещениях необходим для очистки воздуха от вредных веществ: для удаления вредных веществ

(выделяющихся вредных газов, паров и пыли); для удаления излишних водяных паров; для удаления избыточного тепла.

1. Расчет воздухообмена для очистки воздуха

Потребный воздухообмен определяется по формуле:

$$L = \frac{G \cdot 1000}{x_v - x_n}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где: L , $\text{м}^3/\text{ч}$ - потребный воздухообмен;

G , $\text{г}/\text{ч}$ - количество вредных веществ, выделяющихся в воздух помещения;

x_v , $\text{мг}/\text{м}^3$ - предельно допустимая концентрация вредности в воздухе рабочей зоны помещения, согласно ГОСТ 12.1.005-88;

x_n , $\text{мг}/\text{м}^3$ - максимально возможная концентрация той же вредности в воздухе населенных мест согласно СН-3086-84.

Применяется также понятие кратности воздухообмена (n), которая показывает сколько раз в течение одного часа воздух полностью сменяется в помещении. Значение $n < \lambda$ может быть достигнуто естественным воздухообменом без устройства механической вентиляции.

Кратность воздухообмена определяется по формуле:

$$n = L/V_n, \text{ ч}^{-1}$$

где: V_n - внутренний объем помещения, м^3 .

Согласно СН 245-71, кратность воздухообмена $n > 10$ недопустимо.

Рассмотрим отдельные характерные для помещения проектного института случаи выделения вредных веществ в воздух и определим потребный воздухообмен.

В общественных помещениях постоянным вредным выделением является выдыхаемая людьми углекислота (CO_2). Определение потребного воздухообмена производится по количеству углекислоты, выделяемой человеком и по допустимой ее концентрации.

Количество углекислоты зависит от возраста человека и выполняемой работы. Содержание углекислоты в атмосферном воздухе можно определить

по химическому составу воздуха. Однако, учитывая повышенное содержание углекислоты в атмосфере малых городов (до 300 тыс. жителей), следует принимать при расчете содержание CO_2 0,4 л/м³.

По таблице 3 [9] определяем количество CO_2 , выделяемой одним человеком $g = 23$ л/ч. В помещении работает 3 человека.

По таблице 4 [9] определяем допустимую концентрацию CO_2 , $X_v = 1,25$ л/м³ для учреждений.

Определяем потребный воздухообмен:

$$L = 23 \cdot 3 / (1,25 - 0,4) = 81,18 \text{ м}^3/\text{ч}$$

2. Расчет потребного воздухообмена для удаления избыточного тепла

Расчет потребного воздухообмена для удаления избыточного тепла производится по формуле :

$$L = \frac{Q_{\text{изб}}}{\gamma_v \cdot c_v \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где: L , м³/ч - потребный воздухообмен;

$Q_{\text{изб}}$, ккал/ч - избыточное тепло;

$\gamma_v = 1,206$ кг/м³ - удельная масса приточного воздуха;

$c_v = 0,24$ ккал/кг·град - теплоемкость воздуха;

$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{пр}}$, °C

где: $t_{\text{вых}}$, °C - температура удаляемого воздуха;

$t_{\text{пр}}$, °C - температура приточного воздуха;

Величина Δt при расчетах выбирается в зависимости от теплонапряженности воздуха - Q_n :

при $Q_n \leq 20$ ккал/м³·ч - $\Delta t = 6^\circ\text{C}$;

при $Q_n > 20$ ккал/м³·ч - $\Delta t = 8^\circ\text{C}$;

$$Q_n = \frac{Q_{\text{изб}}}{V_n} \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$$

где V_n , м³ - внутренний объем помещения; $V_n = 12,5 \times 5 \times 4 = 250 \text{ м}^3$.

Таким образом, для определения потребного воздухообмена необходимо определить количество избыточного тепла по формуле :

$$Q_{изб} = Q_{об} + Q_{осв} + Q_{л} + Q_{р} - Q_{отд}, \text{ ккал/ч}$$

где: $Q_{об}$, ккал/ч - тепло, выделяемое оборудованием;

$Q_{осв}$, ккал/ч - тепло, выделяемое системой освещения;

$Q_{л}$, ккал/ч - тепло, выделяемое людьми в помещении;

$Q_{р}$, ккал/ч - тепло, вносимое за счет солнечной радиации;

$Q_{отд}$, ккал/ч - теплоотдача естественным путем.

а) Определяем количество тепла, выделяемого оборудованием:

$$Q_{об} = 860 \cdot P_{об} \cdot Y_1, \text{ ккал/ч}$$

где: Y_1 - коэффициент перехода тепла в помещение, зависящий от вида оборудования;

$P_{об}$, кВт - мощность, потребляемая оборудованием;

$$P_{об} = P_{ном} \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4, \text{ кВт}$$

где: $P_{ном}$, кВт - номинальная (установленная) мощность электрооборудования помещения. $P_{ном} = 1 \text{ кВт}$;

Y_2 - коэффициент использования установленной мощности, учитывающий превышение номинальной мощности над фактически необходимой;

Y_3 - коэффициент загрузки, т.е. отношение величины среднего потребления мощности (во времени) к максимально необходимой;

Y_4 - коэффициент одновременности работы оборудования.

При ориентировочных расчетах произведение всех четырех коэффициентов можно принимать равным $Y_1 \cdot Y_2 \cdot Y_3 \cdot Y_4 = 0,25$

$$Q_{об} = 860 \cdot 1 \cdot 0,25 = 215 \text{ ккал/ч.}$$

б) Определяем количество тепла, выделяемого системой освещения

$$Q_{осв} = 860 \cdot P_{осв} \cdot \alpha \cdot b \cdot \cos(\varphi), \text{ ккал/ч}$$

где: α - коэффициент перевода электрической энергии в тепловую, для люминесцентных ламп $\alpha = 0,46 - 0,48$;

b - коэффициент одновременности работы. При работе всех светильников $b = 1$;

$\cos(\varphi) = 0,7 - 0,8$ - коэффициент мощности;

$P_{\text{осв}}$, кВт - мощность осветительной установки; $P_{\text{осв}} = 0,6$ кВт

$$Q_{\text{осв}} = 860 \cdot 0,6 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot 0,7 = 166,2 \text{ ккал/ч}$$

в) Определяем количество тепла, выделяемого находящимися в помещении людьми

$$Q_{\text{л}} = N \cdot q_{\text{л}}, \text{ ккал/ч}$$

где : N - количество людей в помещении; $N = 3$;

$q_{\text{л}}$, ккал/ч - тепловыделения одного человека; при легкой работе и окружающей температуры воздуха 20°C $q_{\text{л}} = 70$ ккал/ч.

$$Q_{\text{л}} = 3 \cdot 70 = 210 \text{ ккал/ч}$$

г) Определяем количество тепла, вносимого за счет солнечной радиации

$$Q_{\text{р}} = m \cdot S \cdot q_{\text{ост}}, \text{ ккал/ч}$$

где : m - количество окон; $m = 3$

S , м^2 - площадь одного окна; $S = 6 \text{ м}^2$

$q_{\text{ост}}$, ккал/ч - солнечная радиация через остекленную поверхность; для северных окон с двойным остеклением и деревянными переплетами на широте г. Северска (53°) $q_{\text{ост}} = 65$ ккал/ч

$$Q_{\text{р}} = 3 \cdot 6 \cdot 65 = 1170 \text{ ккал/ч}$$

д) Определяем теплоотдачу, происходящую естественным путем

Если нет дополнительных условий, то можно считать ориентировочно, что $Q_{\text{отд}} = Q_{\text{р}}$ для холодного и переходного периодов года (среднесуточная температура наружного воздуха ниже $+10^\circ\text{C}$). Для теплого периода года (среднесуточная температура воздуха выше $+10^\circ\text{C}$) принимаем $Q_{\text{отд}} = 0$.

Будем вести расчет для периода наибольшей нагрузки системы вентиляции – летнего: $Q_{\text{отд}} = 0$.

Количество избыточного тепла

$$Q_{\text{изб}} = 215 + 166,2 + 210 + 1170 = 1761,2 \text{ ккал/ч.}$$

Теплонапряженность воздуха:

$$Q_H = \frac{1761,2}{250} = 7 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$$

Величина $\Delta t = 6^\circ\text{C}$ при $Q_H \leq 20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$.

Потребный воздухообмен для удаления избыточного тепла:

$$L = \frac{1761,2}{1,206 \cdot 0,24 \cdot 6} = 1014 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Среди полученных расчетных значений потребного воздухообмена значение для удаления избыточного тепла наибольшее $L = 1014 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Кратность воздухообмена:

$$n = 1014 / 250 = 4 \text{ ч}^{-1} < 10$$

Значение кратности воздухообмена удовлетворяет требованиям СН 245-71.

Организация безопасной работы на персональных компьютерах и видеодисплейных терминалах (СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03)

Гигиенические требования к ПЭВМ:

ПЭВМ и ВДТ должны иметь гигиенический сертификат соответствия требованиям экологических стандартов безопасности, установленным в нормативных документах Star, Nutek, VESA DPMS (энергоснабжение), ISO 924, MPR-II, ТСО 2003 (защита от излучений), FCC класс В (радиочастотные помехи) и т.д.;

При работе с ПЭВМ и ВДТ необходимо обеспечить наилучшие значения визуальных параметров в пределах оптимального диапазона, указанного в табл.22.

Таблица 22. Допустимые визуальные параметры устройств отображения информации

Параметры	Допустимые значения
Яркость белого поля	Не менее 35 кд/м^2
Неравномерность яркости рабочего поля	Не более $\pm 20\%$
Контрастность (для монохромного режима)	Не менее 3:1

Допустимые параметры неионизирующих электромагнитных полей (ЭМП) и ионизирующих излучений при работе ПЭВМ и ВДТ должны удовлетворять требованиям СанПиН 2.2.2.4.1340-03 ПЭВМ. При больших значениях этих излучений следует применять экранные фильтры. Фильтрами полной защиты пользователей являются фильтры Ergostat, UNUS и UMAX MP – 196, а также отечественные фильтры «Русский щит» и Defender Ergan.

Требования к организации и оборудованию рабочих мест с ПЭВМ:

Высота рабочей поверхности стола для пользователей должна регулироваться в пределах 680 - 800 мм; при отсутствии такой возможности высота рабочей поверхности стола должна составлять 725 мм. Рабочий стол должен иметь пространство для ног высотой не менее 600 мм, шириной - не менее 500 мм, глубиной на уровне колен - не менее 450 мм и на уровне вытянутых ног - не менее 650 мм.

Рабочее место пользователя ПЭВМ следует оборудовать подставкой для ног, имеющей ширину не менее 300 мм, глубину не менее 400 мм, регулировку по высоте в пределах до 150 мм и по углу наклона опорной поверхности подставки до 20 град. Поверхность подставки должна быть рифленой и иметь по переднему краю бортик высотой 10 мм.

Клавиатуру следует располагать на поверхности стола на расстоянии 100 - 300 мм от края, обращенного к пользователю, или на специальной, регулируемой по высоте рабочей поверхности, отделенной от основной столешницы.

Гигиенические критерии оценки тяжести и напряженности работы пользователей ПЭВМ

Организация работы с ПЭВМ осуществляется в зависимости от вида и категории трудовой деятельности. Виды трудовой деятельности разделяются на 3 группы: группа А - работа по считыванию информации с экрана с предварительным запросом; группа Б - работа по вводу информации; группа В - творческая работа в режиме диалога с ПЭВМ.

Для видов трудовой деятельности устанавливается 3 категории

тяжести и напряженности работы с ПЭВМ, которые определяются для группы В по суммарному времени непосредственной работы с ПЭВМ за рабочую смену, но не более 6 ч за смену.

В зависимости от категории трудовой деятельности и уровня нагрузки за рабочую смену при работе с ПЭВМ устанавливается суммарное время регламентированных перерывов, которое для группы В при общем времени работы с ПЭВМ за смену до 6 часов составляет: при 8-часовой смене 90 минут, при 12-часовой смене – 140 минут.

10.4 Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению.

Электробезопасность.

Известно, что поражение человека электрическим током возможно лишь при замыкании электрической цепи через тело, т. е. при прикосновении человека к сети не менее чем в двух точках. При этом повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека, является опасным фактором.

Безопасность при работе с электроустановками обеспечивается применением различных технических и организационных мер. Технические средства защиты от поражения электрическим током делятся на коллективные и индивидуальные.

Основные коллективные способы и средства электрозащиты: изоляция токопроводящих частей (проводов) и ее непрерывный контроль; установка оградительных устройств; предупредительная сигнализация и блокировки; использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов; применение малых напряжений; защитное заземление и зануление; защитное отключение.

Индивидуальные основные изолирующие электрозащитные средства способны длительно выдерживать рабочее напряжение электроустановок,

поэтому ими разрешается касаться токоведущих частей под напряжением. В установках до 1000В – это диэлектрические перчатки, инструмент с изолированными рукоятками, указатели напряжения. Индивидуальные дополнительные электрозащитные средства обладают недостаточной электрической прочностью и не могут самостоятельно защитить человека от поражения током. Их назначение – усилить защитное действие основных изолирующих средств, с которыми они должны применяться. В установках до 1000В – диэлектрические боты, диэлектрические резиновые коврики, изолирующие подставки.

Повышенный уровень электромагнитных излучений и его оценка проводится при выполнении ряда работ с компьютерами и прочим электрическим оборудованием. Источником электромагнитных полей промышленной частоты являются чаще всего токоведущие части действующих электроустановок.

Неблагоприятное воздействие токов промышленной частоты проявляются только при напряженности магнитного поля 160–200А/м. Практически при обслуживании и нахождении даже в зоне мощных электроустановок высокого напряжения магнитная напряженность поля не превышает 20–25А/м, поэтому оценку потенциальной опасности воздействия электромагнитного поля промышленной частоты достаточно производить по величине электрической напряженности поля.

В соответствии с ГОСТ 12.1.002–84 нормы допустимых уровней напряженности электрических полей зависят от времени пребывания человека в контролируемой зоне. Время допустимого пребывания в рабочей зоне в часах составляет $T=50/E-2$. Работа в условиях облучения электрическим полем с напряженностью 20–25кВ/м продолжается не более 10 минут.

Основными источниками высоко- и низкочастотных электромагнитных полей являются компьютеры.

Количественно величины уровней ЭМП замеряются приборами. При отсутствии измерительных приборов выводы о соответствии величины ЭМП нормативным значениям делаются по паспортным данным компьютера и монитора, в которых отмечается их соответствие нормам ТСО–03 и т. д.

При работе с электро- и радиотехническими устройствами и оборудованием допустимые уровни ЭМП нормируются ГОСТ 12.1.006–84 и СанПиН 2.2.4.1191–03. При несоответствии условий труда указанным требованиям выбираются способы и средства коллективной и индивидуальной защиты от воздействия ЭМП.

Таблица 23 - Классификация помещений по опасности поражения людей электрическим током

1. <i>Особо опасные помещения</i> по поражению людей электротоком характеризуются наличием одного из следующих условий, создающих особую опасность: • особая сырость – 100%, потолок, стены, пол, и предметы в помещении покрыты влагой); • химически активная или органическая среда, разрушающая изоляцию и токоведущие части электрооборудования; • одновременная реализация двух и более условий повышенной опасности. Примером таких помещений могут служить бани, душевые, складские помещения под землей и т.д.
2. <i>Помещения с повышенной опасностью</i> поражения людей электрическим током характеризуются наличием в них одного из следующих условий: • влажность, превышающая 75%; • токопроводящая пыль; • токопроводящие полы (металлические, земляные, железобетонные, кирпичные); • высокая температура (выше + 35°C); • возможность одновременного прикосновения человека к имеющим соединения с землёй металлоконструкциям зданий, механизмов, с одной стороны, и к металлическим корпусам электрооборудования – с другой. Примером таких помещений могут служить буровые установки, нефтеперекачивающие станции, цеха механической обработки материалов, складские не отапливаемые помещения и др.
3. <i>Помещения без повышенной опасности</i> поражения людей электрическим током характеризуются отсутствием условий, создающих повышенную или особую опасность. К ним относятся жилые помещения, лаборатории, конструкторские бюро, заводоуправление, конторские помещения и другие

Проектировочное помещение относится к помещениям без повышенной опасности поражения людей электрическим током, так характеризуются отсутствием условий, создающих повышенную или особую опасность.

Оценка повышенных уровней ионизирующих излучений.

Оценка повышенных уровней ионизирующих излучений в рабочей зоне проводится при работе с компьютерами, оснащенными мониторами с электроннолучевой трубкой, радиоактивными материалами и прочими источниками ионизирующих излучений (ИИ). Определение мощности ИИ производится при помощи дозиметров-радиометров. Нормативы мощности, дозы ИИ и правила вычисления допустимого времени работы с источником ИИ приведены в НРБ-99.

При работе с компьютером необходимо учитывать, что мощность экспозиционной дозы мягкого рентгеновского излучения в любой точке на расстоянии 0,05 м от экрана и корпуса монитора (на электроннолучевой трубке) при любых положениях регулировочных устройств не должна превышать 1мкЗв/ч (100мкР/ч). Для мониторов, отвечающих требованиям ТСО–99, ТСО–2000, ТСО–03, эти нормативы выполняются.

Пожарная безопасность.

Категории помещений и зданий предприятий и учреждений по взрывопожарной и пожарной опасности определяются на стадии проектирования зданий и сооружений в соответствии с настоящими нормами и ведомственными нормами технологического проектирования.

Категории помещений и зданий, определенные в соответствии с настоящими нормами, следует применять для установления нормативных требований по обеспечению взрывопожарной и пожарной безопасности

указанных помещений и зданий в отношении планировки и застройки, этажности, площадей, размещения помещений, конструктивных решений, инженерного оборудования.

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В1 — В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д. Категории взрывопожарной и пожарной опасности помещений и зданий определяются для наиболее неблагоприятного в отношении пожара или взрыва периода, исходя из вида находящихся в помещениях горючих веществ и материалов, их количества и пожароопасных свойств. Определение пожароопасных свойств веществ и материалов производится на основании результатов испытаний или расчетов по стандартным методикам с учетом параметров состояния (давления, температуры и т.д.).

Допускается использование справочных данных, опубликованных головными научно-исследовательскими организациями в области пожарной безопасности или выданных Государственной службой стандартных справочных данных.

Определение пожароопасной категории помещения осуществляется путем сравнения максимального значения удельной временной пожарной нагрузки на любом из участков с величиной удельной пожарной нагрузки, приведенной в табл. 24.

Таблица 24 - Категории помещений по пожарной безопасности

Категория помещения	Удельная пожарная нагрузка g на участке, МДж·м ⁻²
В1	Более 2200
В2	1401 — 2200
В3	181 — 1400
В4	1 — 180

Помещения проектно-конструкторских бюро относятся к категории В4. Согласно Типовым правилам пожарной безопасности для промышленных предприятий, в данных помещениях на каждые 100 м² площади должны

предусматриваться один ручной углекислотный огнетушитель (ОУ-2, ОУ-5 или ОУ-8) и один пенный (химический, воздушно-пенный или жидкостный).

10.5 Экологическая безопасность

Раздел экологическая безопасность разрабатывается в соответствии с требованиями СНиП 11-01-95. При этом анализируются возможные источники вредных воздействий техногенной деятельности при разработке и реализации ВКР на различные природные среды окружающей среды.

Рассматриваемый в данном разделе вид деятельности (проектирование систем отопления и вентиляции) загрязняет окружающую среду посредством бытовых отходов (бумага, вышедшая из строя офисная техника и мебель и т. д.), а так же тепловым и ионизирующим излучением, исходящим от используемого оборудования.

Бытовые отходы следует централизованно вывозить на полигон для последующей утилизации. Загрязнение и ионизирующим излучением снижается за счет рационального использования оборудования и осветительной установки только в рабочее время и без необоснованно завышенной нагрузки.

Заключение.

В ходе проведения настоящей дипломной работы, были рассчитаны теплотери для всех помещений выбранного здания, рассмотрены потери тепла на нагревание инфильтрирующегося воздуха, на основании указанных величин осуществили подбор отопительных приборов для всех помещений.

Выбрана для проектирования горизонтальная двухтрубная система отопления с верхней и нижней разводкой. На основе удельной линейной потери давления в системе отопления были определены диаметры трубопроводов.

Для удаления вредностей от оборудования запроектированы местные отсосы, а также по рассчитанному воздухообмену – общеобменная вентиляция. Проведен аэродинамический расчет приточных и вытяжных систем. Подобрано оборудование для приточных и вытяжных установок.

Произведен анализ системы приточно-вытяжной вентиляции в соответствии с аэродинамическими основами организации воздухообмена в помещении. Подобраны схема и оборудование для теплового пункта здания.

В целях энергосбережения при проектировании использовалось современное экономичное оборудование, а также произведен расчет схемы утилизации теплоты сбросного воздуха системы вытяжной вентиляции. Рассмотрен вариант системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями для производственных помещений большого объема.

Список использованных источников.

- 1 СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование»
- 2 СНиП II-3-79* «Строительная теплотехника»
- 3 СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование»
- 4 Справочник проектировщика. Внутренние санитарно–технические устройства. Под ред. И.Г. Староверова. Изд-е 4-е. Часть I. Отопление. М.: Стройиздат – 1990 г.
- 5 ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»
- 6 СНиП 3.05.01-85 «Внутренние санитарно-технические системы»
- 7 А.Н. Сканави, Л.М. Махов. Отопление: Учебник для студентов вузов. М.: АСВ – 2002 г.
- 8 Прайс-лист продукции предприятия «Кимрский завод теплового оборудования «РАДИАТОР», г.Кимры. www.ntcradiator.ru
- 9 Расчет потребного воздухообмена. Методические указания к выполнению самостоятельной работы по дисциплине “Безопасность жизнедеятельности” для студентов всех специальностей. - Томск: изд. ТПУ, 2001. - 16 с.
- 10 СНиП 2.01.07-85 «Нагрузки и воздействия»
- 11 СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений»
- 12 ГОСТ 3262-75 «Трубы стальные водогазопроводные. Технические условия»
- 13 ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»
- 14 НПБ 105-2003 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности»
- 15 Рекомендации по применению «Кимрский завод теплового оборудования «РАДИАТОР»

16 СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания»

17 СНиП 23-01-99 «Строительная климатология»

18 СНиП 31-03-2001 «Производственные здания»

19 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. Под ред. Н.Н. Павлова, Ю.И. Шиллера. - 4-е изд-е., перераб. и доп. - М.: Стройиздат – 1992. – 319 с.: ил. – (Справочник проектировщика)

20 Внутренние санитарно–технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2. / В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Под ред. Н.Н. Павлова, Ю.И. Шиллера. - 4-е изд-е., перераб. и доп. - М.: Стройиздат – 1992. – 319 с.: ил. – (Справочник проектировщика)

21 Вентиляция производственных зданий. Учебное пособие /Родин А.К. Саратов. гос. технич. унив-т. Саратов. 1997.

22 Молодежникова Л.И. Отопление и вентиляция промышленного здания: учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 104 с.

23 Проектирование вентиляции промышленного здания. Учебное пособие /Волков О.Д. Выща школа. Харьков. 1997.

24 Тищенко Н.Ф. Охрана атмосферного воздуха. Расчет содержащихся вредных веществ и их распределение в воздухе. Справ. изд. – М.: Химия, 1991. – 368 с., ил.

25 Молчанов Б.С. Проектирование промышленной вентиляции. – Л.: Стройиздат. – 1970. – 239с.: ил.

26 Фиалковская Т.А. Вентиляция при окраске изделий. М., «Машиностроение», 1978.

27 ГОСТ 2246-70 «Проволока стальная сварочная»

28 Подъемно-поворотное вытяжное устройство КУА-М. Паспорт. ЗАО «Совплим». 2002г. www.sovplym.com

29 Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: Учеб. пособие для вузов / В.П. Титов, Э.В. Сазонов, Ю.С. Краснов, В.И. Новожилов. - М.: Стройиздат, 1985. 208 с.

30 Ананьев В.А. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. 2001, 416 с. Третье издание.

31 Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. – М.: Термокул. – 2004.

32 Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция. Под ред. В.Н. Богословского. М., Стройиздат, 1976. 439 с. Авт.: В.Н. Богословский, В.И. Новожилов, Б.Д. Симаков, В.П. Титов.

33 Каталог оборудования фирмы «KORF». www.po-korf.ru/catalog

34 Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 7-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.: ил.

35 Справочник по теплоснабжению и вентиляции (издание 4-е, переработанное и дополненное). Книга 1-я. Р.В. Щекин, С.М. Кореневский, Г. Е. Бем, Ф.И. Скороходько, Е.И. Чечик, Г.Д. Соболевский, В.Л. Мельник, О.С. Кореневская. Киев, «Будівельник», 1976, стр. 416.

36 Каталог оборудования ЗАО «Вентмаш». www.moventa.ru/catalog

37 Батулин В.В. Основы промышленной вентиляции. Учебное пособие. - М.: Профиздат. – 1990.

38 Практическое пособие по выбору и разработке энергосберегающих проектов./В семи разделах. Под общей редакцией д.т.н. О.Л. Данилова. П.А. Костюченко, 2006.668 с.

39 Мачкаши А., Банхиди Л. Лучистое отопление/Пер с венг. В.М.Беляева; Под ред. В.Н. Богословского и Л.М. Махова. – М.: Стройиздат, 1985. – 464 с., ил.

40 Стандарт АВОК «Системы отопления и обогрева с газовыми инфракрасными излучателями», 2006г.

41 Каталог «Газовый инфракрасный излучатель «светлого» типа Техношванк». www.megaschwank.ru

