

РЕФЕРАТ

Дипломная работа 120 с., 16 рисунков, 29 источников, 38 таблицы, 3 графика, 8 л. графического материала.

ПОДБОР ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, СХЕМА И ПРОЦЕСС РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЗДАНИЯ, ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ, ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ, АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Объектом расчета является здание супермаркета, расположенное в городе Тайга.

Цель работы – подбор основного оборудования и комплектующих для бесперебойной работы торгового холодильного оборудования, а также проект воздушной системы отопления для данного помещения с использованием теплосъёма с конденсаторов торгового холодильного оборудования, для создания комфортных условий, пребывающих в нем людей.

В ходе проекта был рассмотрен вариант воздушной системы отопления как альтернатива существующей водяной системе отопления. Рассмотрены разделы безопасность и экологичность проекта, автоматика и экономика.

Выпускная работа выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2013.

СОДЕРЖАНИЕ

		С
	Введение	9
1	Расчет тепловых потерь в здании	11
2	Графики продолжительности сезонной тепловой нагрузки	21
3	Подбор торгового холодильного оборудования	25
4	Подбор основного оборудования холодильных машин	29
5	Описание работы холодильной машины	32
6	Подбор комплектующих элементов к холодильной машине	39
7	Расчет схемы и анализ процесса работы холодильной установки	45
8	Расчет воздушного конденсатора	52
9	Расчет воздушного отопления	62
10	Расчёт водяного отопления	70
11	Автоматическая система регулирования температуры в агрегатной	79
12	Социальная ответственность	84
13	Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	102
	Заключение	116
	Список использованных источников	119

ВВЕДЕНИЕ

Большинство современных торговых предприятий, крупных универсамов, работающих по принципу самообслуживания, оснащено централизованными системами холодоснабжения. Они поддерживают заданные температурные режимы во всем торговом холодильном оборудовании универсама.

Централизованные системы холодоснабжения представляют собой многокомпрессорные агрегаты с параллельно включенными компрессорами. Они отличаются высокой экономичностью, надежностью и низкими эксплуатационными затратами по сравнению с системами, в которых холодоснабжение осуществляется посредством компрессорно-конденсаторных холодильных агрегатов, встроенных в торговое холодильное оборудование.

Централизованные многокомпрессорные агрегаты обладают целым рядом достоинств.

Они обеспечивают:

- экономию электроэнергии благодаря применению крупных компрессоров с более высоким КПД, а также благодаря регулированию производительности в зависимости от реальной тепловой нагрузки;
- высокую надежность холодоснабжения за счет резервирования холодопроизводительности ;
- увеличение в 4-6 раз долговечности компрессоров за счет равномерной наработки их ресурса;
- снижение затрат на систему кондиционирования и вентиляции благодаря отсутствию теплоотдачи от холодильного оборудования не только в торговом зале, но и в подсобных помещениях;
- повышение уровня комфорта в торговом зале и в подсобных помещениях за счет отсутствия шума от работы холодильных агрегатов;
- снижение эксплуатационных издержек, повышение эффективности контроля, диагностирования и регулирования всех технологических параметров режима работы;

- проведение технического обслуживания холодильного оборудования, не мешая нормальной работе торговых залов.

Как правило, система централизованного холодоснабжения крупного универсама состоит из двух холодильных машин – среднетемпературной и низкотемпературной централи, устанавливаемых в машинном отделении, и выносных конденсаторов воздушного охлаждения, которые размещаются на улице.

Актуальность этого проекта возникла в связи со строительством супермаркета, расположенного по адресу г. Тайга улица Калинина, 48. В здании супермаркета будет размещено торгово-холодильное оборудование предназначенное для хранения и продажи охлажденной продукции. Одна из основных задач моего проекта заключается в подборе оборудования холодильных машин предназначенных для обеспечения бесперебойной работы холодильного оборудования супермаркета. Помимо этого планируется произвести расчет системы отопления торгового зала супермаркета с целью частичной замены водяного отопления воздушным отоплением, которое будет осуществляться за счет циркуляции воздуха нагретого от горячих паров фреона, и оценить экономическую выгодность в осуществлении такого рода проекта отопления в здании супермаркета.

1 РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ЗДАНИИ

Одной из основных целей дипломной работы является проектирование и расчёт систем отопления в зале супермаркета расположенного по адресу улица Калинина, 48.

От надёжной работы этой системы зависит обеспечение комфортных условий для покупателей и обслуживающего персонала, находящихся в помещении.

Системы отопления выполняют две функции:

1. санитарно-гигиеническую – обеспечивают нормальное самочувствие человека внутри помещения;
2. технологическое – обеспечивает оптимальные параметры воздуха в помещении для проведения технологического процесса, а также сохранности оборудования материалов и самого здания.

Благодаря этой системе, обеспечивается чистота воздуха, влажность, степень подвижности и температура воздуха.

Эти системы предназначены для создания, поддержания или изменения по заданной программе параметров воздуха внутри помещения. Роль отопления очень важна для осуществления терморегуляции тела человека. Поддержание этой температуры осуществляется свойством человеческого организма сохранять баланс с окружающей природой.

1.1 Характеристика помещения

Помещение здания супермаркета: стены выполнены из сэндвич-панелей, на окнах установлены тройные стеклопакеты, дверь изготовлена из пластика, перекрытия выполнены из железобетонного настила, одна из внутренних стен помещения сложена из шлакоблоков.

Тепловой режим здания определяется температурными условиями. Температура воздуха в зале супермаркета 15°C , а температура в административных помещениях составляет 18°C

Размеры супермаркета $20 \times 19,6$ м, высота $h = 3,8$ м.

План здания супермаркета представлен на рисунке 1.

1.2 Расчет тепловых потерь через ограждающие конструкции.

Потери теплоты помещениями через ограждающие конструкции помещений наземных зданий определяют путем суммирования потерь теплоты через отдельные наружные ограждения и потерь (поступлений) теплоты через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении более чем на 3 °С. Расчет производим согласно СНиП 2.04.05-91

Теплопотери отапливаемых помещений состоят из основных и добавочных.

$$Q_{m.n}^{oep} = \frac{F}{R^{np}} (t_e - t_n) \cdot n (1 + \sum \beta), \text{ кВт/ч}, \quad (1)$$

где F – площадь ограждения, м^2 ;

R^{np} – приведённое термическое сопротивление теплопередачи, $\text{м}^2 \cdot \text{К/кВт}$;

t_e – расчётная температура воздуха внутри помещения, $t_e = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ [1];

t_n – расчётная температура наружного воздуха для холодного периода года при расчете потерь тепла через ограждающие конструкции, $t_n = -39 \text{ } ^\circ\text{C}$ [1];

n – коэффициент, определяющий расположение ограждения, относительно наружного воздуха [2], применяется в тех случаях, когда ограждение не подвергается непосредственному воздействию наружного воздуха.

β – доля дополнительных (добавочных) тепловых потерь;

$1 + \sum \beta$ – коэффициент добавочных тепловых потерь.

Основные теплопотери слагаются из теплопотерь Q через отдельные ограждения помещения, определяемые по формуле:

$$Q_{m.n}^{oep} = \frac{F}{R^{np}} (t_e - t_n) \cdot n, \text{ кВт/ч} \quad (2)$$

При определении расчетных площадей F ограждений, через которые теряется тепло, руководствуются правилами их обмера, которые тоже в определенной степени условны. Общими правилами определения площадей ограждений являются следующие:

- а) площади окон и дверей измеряют по наименьшему строительному проему.

б) площади потолка и пола измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены.

Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкции.

Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкции следует определять по формуле [2]:

$$R = \frac{1}{\alpha_B} + R_K + \frac{1}{\alpha_H}, \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт} \quad (3)$$

где α_B – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, принимаемый по [11, табл.4], $\alpha_B = 8,7 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

α_H – коэффициент теплоотдачи (для зимних условий) наружной поверхности ограждающей конструкции, принимаемый по [2], $\alpha_H = 23 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

R_K – термическое сопротивление ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$.

$$R_K = \sum_{i=1}^n R_n + R_{B.ПП}, \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт} \quad (4)$$

где $\sum_{i=1}^n R_n$ – термические сопротивления отдельных слоев ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$;

$R_{B.ПП}$ – термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки, принимаем по [2], $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$.

$$\sum_{i=1}^n R_n = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт} \quad (5)$$

где δ_i – толщина i -го слоя, м;

λ_i – расчетный коэффициент теплопроводности материала i -го слоя, принимаем по [2], $\text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Рассмотрим термическое сопротивление теплопередаче полов.

Известно, что температурное поле грунта под полом неравномерно: чем ближе к наружной стене, тем температура грунта ниже, поэтому принято теплотери через данные ограждения рассчитывать по зонам. Площадь пола, лежащего на грунте или на лагах, для проведения расчета потерь теплоты делят

на полосы шириной 2м, параллельные наружным стенам, которые составляют четыре зоны расчета F_1, F_2, F_3, F_4 . Полосу, ближайшую к наружной стене, обозначают зоной I, следующие две полосы зоной II и III, а остальную поверхность пола, вне зависимости от её площади – зоной IV (рисунок 2). Количество зон, уместяющихся на площади пола, зависит от размеров здания.

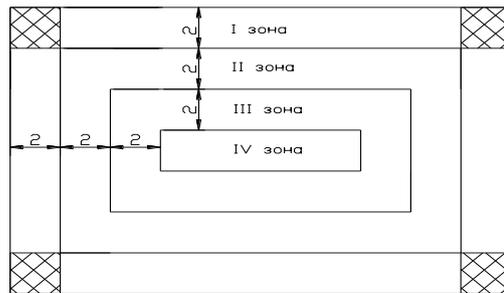


Рисунок 2- Разбивка поверхности пола на зоны

В соответствии с [3] приведенное сопротивление теплопередаче для не утепленных полов на грунте и стен, расположенных ниже уровня земли, с коэффициентом теплопроводности $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ по зонам шириной 2·С м, параллельным наружным стенам, принимая $R_h, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, равным:

2.1 – для 1 зоны;

4.3 – "2";

8.6 – "3";

14.2 – "4"; (для оставшейся площади пола).

Добавочные потери теплоты β через ограждающие конструкции следует принимать в долях от основных потерь:

а) в помещениях любого назначения через наружные вертикальные и наклонные стены, двери и окна, обращенные на север, восток, северо-восток и северо-запад в размере 0,1, на юго-восток и запад - в размере 0,05; в угловых помещениях дополнительно — по 0,05 на каждую стену, дверь и окно, если одно из ограждений обращено на север, восток, северо-восток и северо-запад и 0,1- в других случаях;

б) через не обогреваемые полы первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчётной температурой наружного воздуха - 39°C в размере 0,05;

в) через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами, при высоте зданий H , м:

г) добавки на ветер следует принимать для вертикальных и наклонных наружных ограждений зданий в местностях со средней скоростью ветра до 5 м/сек включительно: защищенные от ветра - 5% от основных теплопотерь; не защищенные от ветра - 10% от основных теплопотерь. Ограждение помещения считается защищенным от ветра, если расстояние между ним и ближайшим ограждением защищающего строения превышает разность между уровнем кровли защищающего его строения и уровнем перекрытия помещения не более чем в 5 раз. При расчетной зимней скорости ветра от 5 до 10 м/с добавки на ветер следует принимать с коэффициентом 2. В Тайге скорость ветра равна 5,2 м/с, следовательно, добавка на ветер для вертикальных наружных ограждений будет равна 0,2.

Коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, определяется в соответствии с [2].

На основании данных табл. 1.20 и 1.21 [3] выбираем строительные конструкции наружных ограждений здания, отвечающие теплотехническим нормам. Полученные результаты расчёта теплопотерь заносим в таблицу 1.

Таблица 1-Расчет теплопотерь наружных ограждений.

Помещение	Характеристика организации				$Q_{осн}, \text{Вт}$	Добавки		$1+\Sigma\beta$	$Q_{огр}, \text{Вт}$
	Наименование	$F, \text{м}^2$	$R, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$\Delta t \cdot n$		на ориентацию	прочие		
$t_{в} = 15^{\circ}\text{C}$ $t_{н} = -40^{\circ}\text{C}$	НСЮ	74,5	2,04	55	2008,6	-	0,2	1,2	2410,3
	НСЗ	72,6	2,04	55	1957,4	0,05	0,2	1,25	2446,7
	НСВ	13,4	2,04	55	361,3	0,1	0,2	1,3	469,7
	ВСС	68,8	1,08	3	191,1	-	-	1	191,1
	Д-В	1,6	1,67	55	52,7	0,1	0,84	1,94	102,2
	ТО-В	58,56	1,67	55	1928,6	0,1	-	1,1	2121,5
	ПТ	374,36	2,04	55	10093,0	-	-	1	10093,0
	ПЛ –I зона	138,8	2,1	55	3635,2	-	0,05	1,05	3817,0
	ПЛ –II зона	106,8	4,3	55	1366,1	-	0,05	1,05	1434,5
	ПЛ –III зона	74,8	8,6	55	478,4	-	0,05	1,05	502,3
	ПЛ –IV зона	54,0	14,2	55	209,1	-	0,05	1,05	219,6

Всего: $Q_0 = 23807 \text{ Вт}$

Примечание: НС(С, З, Ю, В) – наружная стена (северная, западная, южная, восточная); Д – дверь; ТО – тройное остекление; ПТ – потолок; ПЛ – пол.

Расход теплоты $Q_{инф}$ на нагрев инфильтрующегося воздуха определяем по формуле [3]

$$Q_{инф} = 0,28 \cdot \sum G \cdot c \cdot (t_e - t_n) \cdot k, \text{ Вт} \quad (6)$$

где G – расход инфильтрующегося воздуха в помещение, через неплотности наружных ограждений [3], $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$;

$c = 1 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С}$ – удельная теплоемкость воздуха, [3];

t_e, t_n – принимаются согласно [4] $^\circ\text{С}$;

$k = 0,7$ – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, [3].

Расход инфильтрующегося воздуха в помещение, через неплотности наружных ограждений определяется по формуле [3]

$$G = 0,216 \cdot \sum \frac{A \cdot \Delta p_i^{0,67}}{R_{и}}, \text{ кг/ч} \quad (7)$$

где A – площадь световых проемов (окон) и двери, равная $60,16 \text{ м}^2$;

$R_{и}$ – сопротивление воздухопроницанию, принимаемое по [2], $\text{м}^3 \text{ ч Па/кг}$;

Δp_i – расчетная разность между давлениями на наружной и внутренних поверхностях ограждающих конструкций, [3], Па .

1.2.5.2 Сопротивление воздухопроницанию составляет

$$R_{и} = \frac{\Delta p}{G^H}, \text{ м}^3 \text{ ч Па/кг}; \quad (8)$$

где $G^H = 5,0$ – нормативная воздухопроницаемость ограждающих конструкций [2], $\text{кг/м}^2 \text{ ч}$;

Δp – разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций, Па [2].

$$\Delta p = 0,55 \cdot H \cdot (\gamma_n - \gamma_e) + 0,03 \cdot \gamma_n \cdot \vartheta^2, \text{ Па} \quad (9)$$

где H – высота здания (от поверхности земли до верха карниза), равная $4,3 \text{ м}$;

$\vartheta = 5,2$ – средняя скорость ветра в холодный период года для Тайги [3], м/с ;

γ_n, γ_e – удельный вес, соответственно наружного воздуха и воздуха в помещении, определяемый по формуле, [3], Н/м³.

$$\gamma_i = \frac{3463}{(273 + t_i)} = \frac{3463}{(273 + (-39))} = 14,86 \text{ Н/м}^3;$$

$$\gamma_e = \frac{3463}{(273 + t_e)} = \frac{3463}{(273 + 15)} = 12,02 \text{ Н/м}^3;$$

Тогда перепад давления равен

$$\Delta p = 0,55 \cdot 4,3 \cdot (14,86 - 12,02) + 0,03 \cdot 14,86 \cdot 5,2^2 = 18,77, \text{ Па}$$

Сопротивление воздухопроницанию составит

$$R_{II} = \frac{18,77}{5,0} = 3,75, \text{ м}^3 \text{ ч Па/кг};$$

Расчетная разность между давлениями на наружной и внутренних поверхностях ограждающих конструкций

$$\Delta p_i = (H - h) \cdot (\gamma_n - \gamma_e) + 0,5 \cdot \rho_n \cdot \mathcal{G}^2 \cdot (c_{e,n} - c_{e,e}) \cdot k_i, \text{ Па} \quad (10)$$

где h – расчетная высота, от уровня земли до верха окон и двери, равная 4 м;

γ_n, γ_e – принимаем согласно [4];

ρ_n – плотность воздуха при температуре наружного воздуха, кг/м³;

\mathcal{G} – средняя скорость ветра в холодный период года для Тайги [3], м/с;

$c_{e,n}, c_{e,e}$ – аэродинамические коэффициенты соответственно для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания, [5], $c_{e,n} = 0,8$ и $c_{e,e} = -0,6$;

k_i – коэффициент учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания, принимаем по [5], $k_i = 0,5$

Тогда

$$\Delta p_i = (4,3 - 4) \cdot (14,86 - 12,02) + 0,5 \cdot 1,45 \cdot 5,2^2 \cdot (0,8 - (-0,6)) \cdot 0,5 = 14,57, \text{ Па}$$

Расход инфильтрующегося воздуха в помещение составит

$$G = 0,216 \cdot \frac{60,16 \cdot 14,57}{3,75} = 50,5, \text{ кг/ч}$$

Расход теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха составит

$$Q_{\text{вн}} = 0,28 \cdot 50,5 \cdot 1 \cdot (15 - (-39)) \cdot 0,7 = 544, \text{ Вт}$$

Потери теплоты от Торгового холодильного оборудования (ТХО).

Для определения суммарной величины тепловых потерь также необходимо учитывать величину потерь теплоты от ТХО, которая определяется в процентном соотношении от холодопроизводительности ТХО.

-для низкотемпературного оборудования

$$Q'_H = 0,8 \cdot Q_X^H = 0,8 \cdot 11500 = 9200 \text{ Вт} \quad (11)$$

-для среднетемпературного оборудования

$$Q'_{CP} = 0,8 \cdot Q_X^{CP} = 0,8 \cdot 39360 = 31488 \text{ Вт} \quad (12)$$

Таким образом, суммарная величина тепловых потерь составит:

$$Q_P = Q_{O.K} + Q_{инф} + Q'_H + Q'_{CP} = 23807 + 544 + 9200 + 31488 = 65040 \text{ Вт} \quad (13)$$

2 ГРАФИКИ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СЕЗОННОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Для установления экономичного режима работы теплофикационного оборудования, выбора наивыгоднейших параметров теплоносителей, а также для других плановых и технико-экономических исследований необходимо знать длительность работы системы теплоснабжения при различных режимах в течение года. Для этой цели строятся графики продолжительности тепловой нагрузки (графики Россандера).

Формула пересчета теплового потока Q , Вт на текущие температуры наружного равна [6]

$$Q = Q_p \cdot \frac{t_g - t_x}{t_g - t_n}, \text{ Вт} \quad (14)$$

где Q_p – суммарная величина тепловых потерь, из уравнения 13;

t_x – текущая температура наружного воздуха, °С;

t_g и t_n – расчётная температура воздуха внутри помещения и наружного воздуха для холодного периода года соответственно [4]

В Тайге продолжительность отопительного периода составляет 236 дней [1]. В таблице 2 и на графике 1 приведена зависимость от наружной температуры, от тепловой нагрузки отопления дома $Q=f(t_x)$.

Таблица 2 – Зависимость тепловой нагрузки от наружной температуры воздуха

$t_x, ^\circ\text{C}$	-39	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	8
$Q, \text{ кВт}$	65,04	59,1	53,2	47,3	41,4	35,5	29,6	23,7	17,7	11,8	8,3

В таблице 3 и на графике 2 приведена зависимость продолжительности тепловой нагрузки Q , Вт для разных наружных температур воздуха и длительность стояния нагрузок.

Таблица 3 – Продолжительность тепловой нагрузки и длительность их нагрузок

$t_x, ^\circ\text{C}$	-39	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	8
n, час	14	78	222	489	917	1578	2451	3313	4177	5023	5616
Q, кВт	65,04	59,1	53,2	47,3	41,4	35,5	29,6	23,7	17,7	11,8	8,3

В таблице 4 и на графике 3 приведена зависимость расхода теплоты Q, Вт по месяцам года. Средние температуры наружного воздуха по месяцам года взяты из источника, [1].

Таблица 4 – Зависимость расхода теплоты по месяцам года

месяц	январь	февраль	март	апрель	май*	июнь	июль	август	сентябрь*	октябрь	ноябрь	декабрь
$t_{\text{ср.м}}, ^\circ\text{C}$	-19,1	-16,9	-9,9	0,0	8,7	15,4	18,3	15,1	9,3	0,8	-10,1	-17,3
Q, кВт	40,3	37,7	29,4	17,7	7,5	0	0	0	6,7	16,8	29,7	38,2

*– в середине сентября и мая, соответственно, включается и отключается система отопления

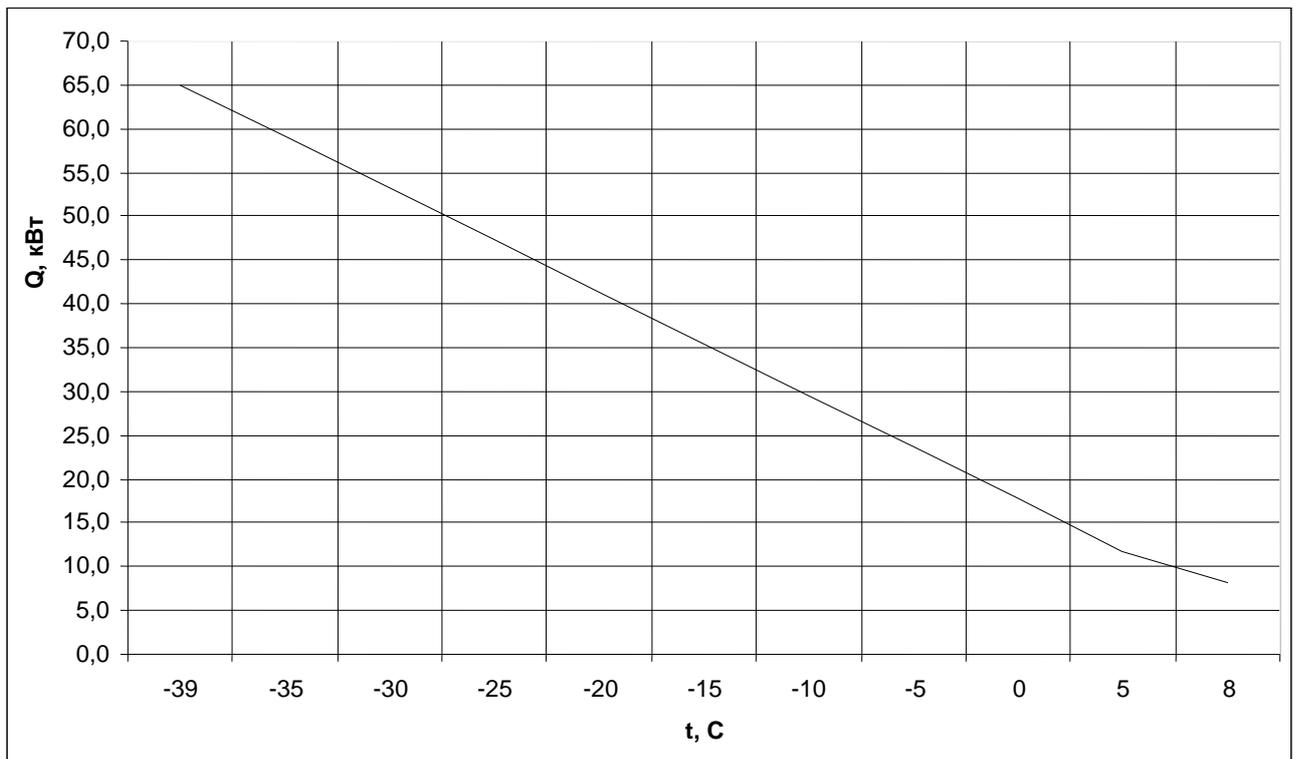


График 1 – Зависимость тепловой нагрузки от температуры наружного воздуха.

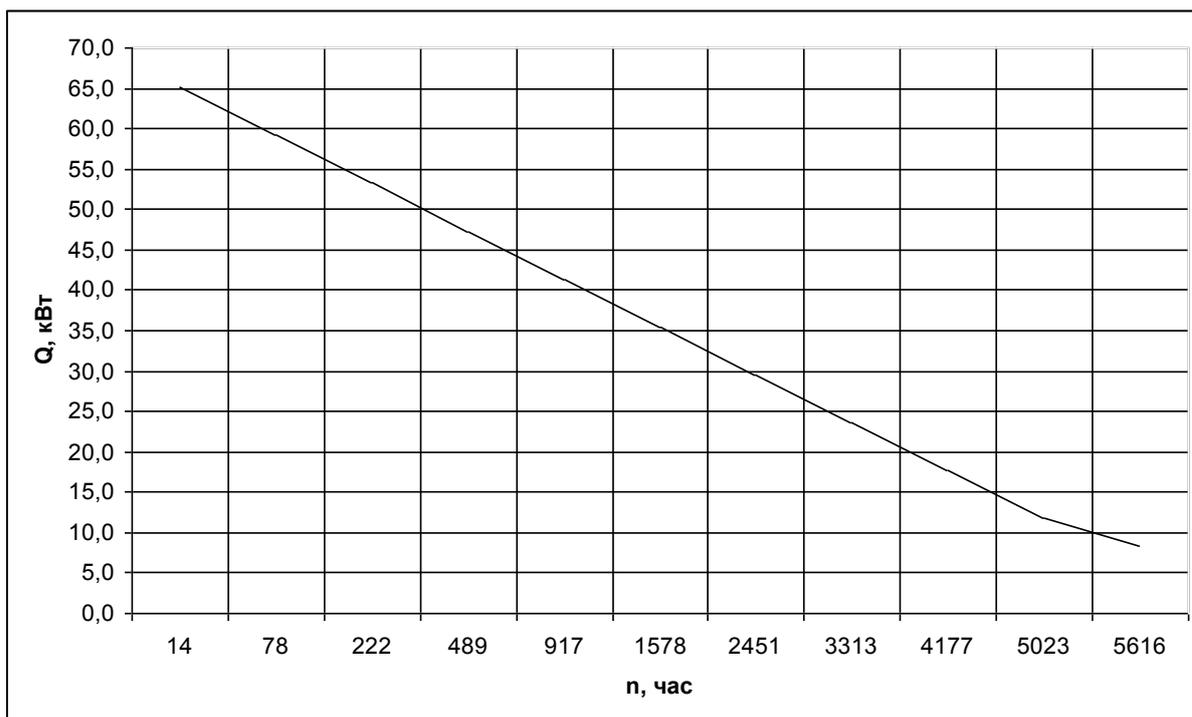


График 2 – Продолжительность тепловой нагрузки и длительность их стояния.

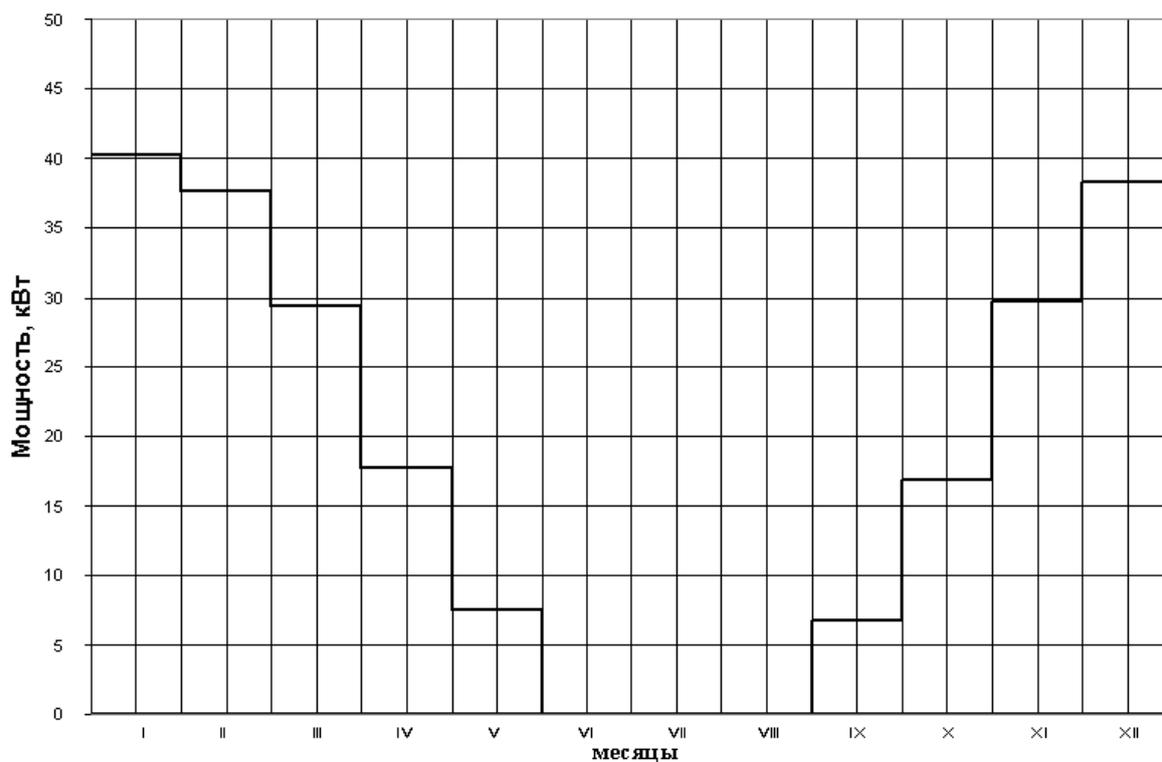


График 3 – Зависимость расхода теплоты по месяцам года.

3 ПОДБОР ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Как было сказано ранее, в здании супермаркета будет установлено торговое холодильное оборудование, предназначенное для хранения и продажи охлажденной продукции.

В зале супермаркета располагается оборудование следующих марок: Berlino 2 SL, Malmoe2 Maxi, Aspen.

Рассмотрим основные характеристики торгового холодильного оборудования.

Бонеты Malmo 2 Maxi.

В зале супермаркета расположены 3 бонеты "Malmo 2 Maxi" фирмы Arneg (рисунок 3). Они представляют собой витрины островного типа с двумя совмещенными секциями для выкладки и хранения продуктов глубокой заморозки. Витрина имеет большой полезный объем и площадь закладки, и поэтому подходит для больших торговых площадей. Она выполнена из высоких прозрачных стеклопакетов, расположенных по всему периметру витрины и обеспечивающих прекрасный обзор выложенных продуктов. Кроме того, в разных секциях витрины может быть запрограммирован разный температурный режим. Техническая характеристика такой витрины [2] приведена в таблице 5.

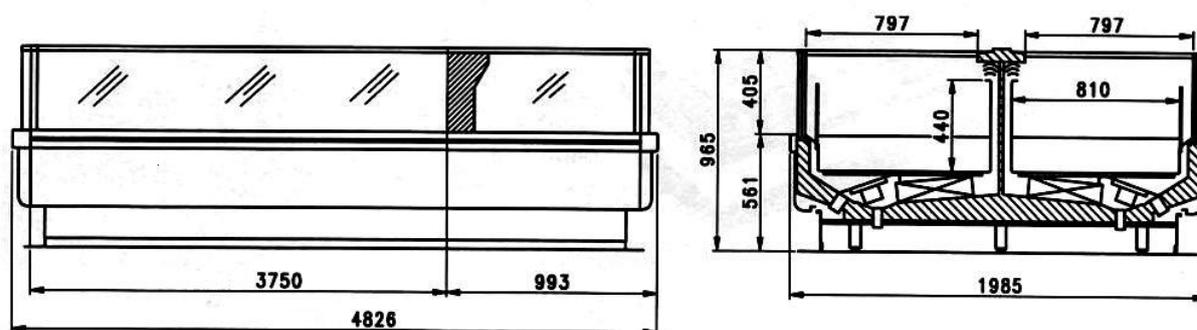


Рисунок 3- Бонета "Malmo 2 Maxi" фирмы Arneg.

Таблица 5 - Техническая характеристика бонеты "Malmo 2 Maxi".

Описание	Ед. изм	Malmo 2 Maxi
Длина без боковых стенок	мм	3750
Рабочая температура	°С	-18 °С/ -25 °С
Допустимая температура	°С	Макс. +32 °С Мин. -35 °С
Площадь поверхности витрины	м ²	6
Холодильная мощность	Вт	2x1590
Хладагент		R404A
Термостатический клапан danfoss		TES 2-1
Тип оттаивания		Автоматические/ Электрическое
Питание- частота- фаза	В-Гц-Ф	230-50-3
Рабочая мощность (поглощаемая)	Вт	1250
Мощность оттаивания	Вт	9750
Объем загрузки	дм ³	2280

Горки Berlino 2 SL.

Линия холодильников Berlino 2 (рисунок 4) состоит из настенных вертикальных фронтально открытых витрин. Эти витрины предназначены для хранения и продажи колбасных и молочных продуктов, фруктов, овощей и мяса. Они оснащены усиленной несущей конструкцией, внутренним освещением и полками с регулируемым наклоном, позволяющим обеспечить более удобный доступ потребителей к предлагаемой продукции. Линия холодильников Berlino 2 имеет большой полезный объем, что позволяет устанавливать их в средних и больших торговых помещениях. Техническая характеристика холодильных горок Berlino 2 [7] приведена в таблице 6

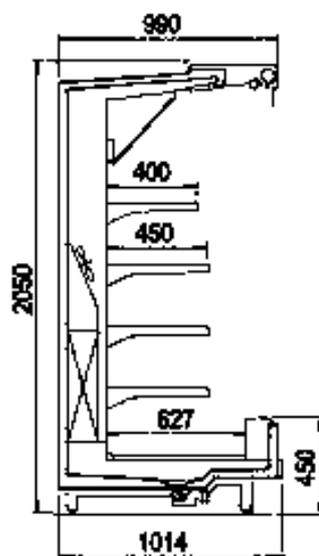


Рисунок 4- Горка Berlino 2 SL фирмы Arneg.

Таблица 6 - Техническая характеристика горки Berlino 2 SL.

Описание	Ед.изм	100/205
Длина без боковых стенок	мм	3750
Рабочая температура	°C	+2 °C/ +4 °C
Площадь поверхности витрины	м ²	10,72
Холодильная мощность	Вт	5750
Питание- Частота- Фаза	В-Гц-Ф	230-50-1
Хладагент		R404A
Макс. доп. Давление	бар	20
Термостатический клапан Danfoss		т.ч.2-2-2
Тип оттаивания		Простая остановка
Рекомендуемые типы оттаивания		4x 30 мин
Объем загрузки	дм ³	2575

Витрины Aspen.

Охлаждаемые витрины и прилавки Aspen (рисунок 5) предназначены для демонстрации, хранения и продажи охлаждаемых и замороженных продуктов в торговых залах, в магазинах с продавцами и магазинах самообслуживания, а также на предприятиях общественного питания.

Конструктивные формы витрин и прилавков зависят от метода продажи. Оборудование для продажи продуктов на предприятиях с продавцами имеет закрытые стеклянные витрины и поверхность для установки весов и работы

продавца. Конструкция модели позволяет устанавливать в единую линию несколько витрин. На предприятиях самообслуживания витрины имеют открытую поверхность для свободного доступа покупателя к продуктам.

Aspen - это витрина с системой вентилируемого охлаждения, которое гарантирует оптимальные рабочие характеристики как в верхнем объеме выкладки, так и в нижнем охлаждаемом запаснике. Выпускаются варианты со встроенным холодильным агрегатом и с терморегулирующим вентилем для подключения к выносной системе холодоснабжения. Техническая характеристика витрин Aspen [8] представлена в таблице 7.

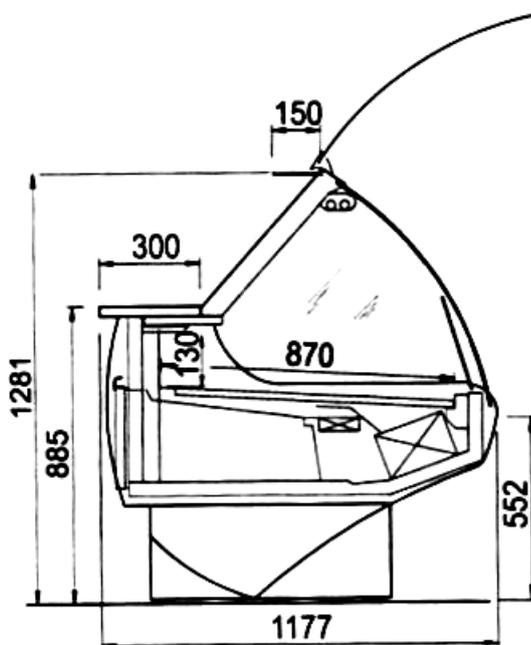


Рисунок 5- Витрины Aspen VCA фирмы Arneg.

Таблица 7- Техническая характеристика витрин Aspen.

Описание	Ед. изм	Aspen
Длина без боковых стенок	мм	3125
Рабочая температура	°C	0°C/ +2 °C
Допустимая температура	°C	Макс. +32 °C Мин. -10 °C
Холодильная мощность	Вт	1013
Хладагент		R404A
Термостатический клапан Поле N		Т.ч 2-0,45
Тип оттаивания		Простая остановка
питание- частота- фаза	В-Гц-Ф	230В-50Гц-1Ф+Н
Объем загрузки	дм ³	350

4 ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Главной задачей в выборе основного оборудования холодильной машины является подбор компрессора и конденсатора, обеспечивающих бесперебойную работу всей системы торгового холодильного оборудования (ТХО) расположенного в зале супермаркета. Все торговое оборудование подразделяется на низкотемпературное и среднетемпературное. Таким образом, подбор основного оборудованию будет осуществляться в соответствии с температурным режимом торгового оборудования. К низкотемпературному оборудованию будут относиться все торговое оборудование работающее в диапазоне рабочей температуры от -18°C до -25°C , а именно 3 бонеты "Malmo 2 Maxi" фирмы Arneg. К среднетемпературному оборудованию будет относиться все остальное оборудование торгового зала супермаркета работающего в диапазоне рабочих температур от $+2^{\circ}\text{C}$ до $+4^{\circ}\text{C}$, а именно 5 горок Berlino 2 SL и 4 витрины Aspen фирмы Arneg.

Определение холодопроизводительности для подбора компрессоров.

Холодопроизводительность, необходимая для подбора компрессоров, рассчитывается в зависимости от количества торгового оборудования расположенного в зале супермаркета.

$$Q_x = Q_x^{TO} \cdot n \cdot 1,2 \text{ кВт} \quad (15)$$

где Q_x^{TO} – холодопроизводительность торгового оборудования, взятая из его технической характеристики, кВт;

n – количество торгового оборудования работающего в одном температурном диапазоне, шт.

1,2 - величина, учитывающая потери при транспортировке фреона от холодильного оборудования непосредственно в помещение, где расположены компрессоры;

Таким образом, холодопроизводительность составит:

- для низкотемпературного оборудования:

$$Q_x^H = (2 \cdot 1,59) \cdot 3 \cdot 1,2 = 11,5 \text{ кВт}$$

- для среднетемпературного оборудования

$$Q_x^{CP} = (5,75 \cdot 5 + 1,013 \cdot 4) \cdot 1,2 = 39,36 \text{ кВт}$$

Температура кипения.

Любое ТХО работает в определенном температурном режиме и связи с этим имеет различные температуры кипения.

- для низкотемпературного ТХО $t_{кип} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$;

- для среднетемпературного ТХО $t_{кип} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура конденсации

Температура конденсации берется исходя из паспортных данных компрессоров. В нашем случае для низкотемпературного и среднетемпературного ТХО температура конденсации составит $t_K = 42 \text{ }^\circ\text{C}$.

Производительность конденсаторов подбирается с таким условием, чтобы они начинал работать с более высокой температурой кипения. В данном случае температура кипения для низкотемпературного ТХО составит $t'_{кип} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$, а для среднетемпературного ТХО $t'_{кип} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Все исходные данные необходимые для подбора основного оборудования сведены в таблицу 8.

Таблица 8 - Исходные данные для подбора основного оборудования холодильных машин

Наименование	Ед. изм.	низкотемпературное ТХО	среднетемпературное ТХО
Холодопроизводительность, Q_x	кВт	11,5	39,36
Температура кипения, $t_{кип}$	$^\circ\text{C}$	-35	-10
Хладагент	-	R404A	
Температура конденсации, t_K	$^\circ\text{C}$	42	

Согласно исходным данным, представленных в таблице 8, производится подбор основного оборудования (компрессоры) с применением программы Bitzer 4.0.2.

Его технические характеристики подобранного оборудования сведены в таблицу 9.

Таблица 9 - Техническая характеристика основного оборудования холодильной машины

Наименование	Ед.изм	низкотемпературное ТХО	среднетемпературное ТХО
Компрессора			
Марка	-	4PC-10.2Y-40P	4TC-12.2Y-40P
Количество	шт.	2	2
Холодопроизводительность	кВт	5,74	19,99
Потребляемая мощность	кВт	5,26	8,87
Ток (400V)	А	10,09	15,83
Напряжение питания	В	380-420	380-420
Производительность конденсатора при $t_{кшп}$	кВт	23,0	41,1
КПД	-	1,09	2,25
Массовый расход	кг/ч	226	675
Конденсаторы			
Марка	-	СА-100-404	СА-100-404
Количество	шт.	1	2
Поверхность теплообмена	м ²	100	100
Вентиляторы	мм х шт.	400х4	400х4
Частота вращения	об./мин	1350	1350
Расход воздуха	м ³ / час	17709	17709
Холодопроизводительность	кВт	55,34	55,34

5 ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ.

Любая холодильная машина состоит из 3-х основных элементов – компрессора, конденсатора и испарителя. Принципиальная схема такой холодильной машины представлена на рисунке 6.

В качестве испарителя в нашем случае используется торговое холодильное оборудование расположенное в зале супермаркета. На выходе из испарителя получается фреон в виде перегретого пара, который затем направляется в компрессор (1). Но при этом следует учитывать, что любая холодильная машина может содержать в контуре остатки влаги, проникающие внутрь через какие-то недостаточно герметичные уплотнительные узлы. Эта влага должна быть полностью удалена ввиду того, что она не смешивается с фреоном и может стать не только причиной коррозии, но и, попадая в некоторые особо опасные места, например под иглу клапана, и замерзая там, обусловит закупорку клапана. Таким образом, чтобы предотвратить попадание жидкости в компрессор между испарителем и компрессором устанавливается фильтр-осушитель (14), который помимо основной функции- осушения, может выполнять еще и второстепенную функцию - удаление загрязняющих частиц, находящихся в контуре. После фильтра (14) пары фреона направляются в отделитель жидкости (4), задача которого заключается в том, чтобы фреон в компрессор попадал только в виде паров, и ни в коем случае в виде жидкости. Он представляет собой сосуд, на дне которого скапливается весь фреон, находящийся в жидкой фазе, а фреон в виде паров далее по всасывающей линии направляется в компрессор (1). В компрессоре пары фреона под действием поршня сжимаются до давления нагнетания. Компрессор также оснащен 2-мя прессостатами, задачей которых является регулировка давления во всасывающей и нагнетательной линиях компрессора. Для регулировки давления на всасывающей линии установлен прессостат по низкому давлению (18). Его задача заключается в том, чтобы защищать компрессор от аномального падения давления всасывания. Помимо прессостата по низкому давлению на корпус

компрессора устанавливается универсальный прессостат (19). Он может выполнять сразу две функции, а именно - защищать компрессор от аномального падения давления всасывания и осуществлять остановку компрессора при недопустимом повышении давления нагнетания. На выходе из компрессора установлен обратный клапан (9). Он устанавливается здесь для того, чтобы предотвратить перетекание фреона в случае отключения холодильной машины из нагнетательной линии обратно в корпус компрессора.

На выходе из компрессора в парах фреона может содержаться некоторое количество масла, которое заметно ухудшает теплообмен в испарителе. Поэтому сразу после компрессора на нагнетательной линии устанавливается маслоотделитель (5), задачей которого является сократить до минимума количество масла содержащегося во фреоне. Очищенные от масла пары фреона из маслоотделителя направляются в конденсатор (2).

Между компрессором и конденсатором предусматривается установка ряда элементов, предотвращающих перетекание фреона из конденсатора в нагнетательную полость компрессора. Одним из таких элементов является обратный клапан (11). Он устроен так, что во время работы обратный клапан поддерживается во взвешенном состоянии давлением компрессора, а при остановке компрессора он под действием собственного веса опускается и перекрывает путь фреону из конденсатора. На выходе из обратного клапана фреон проходит через регулятор давления конденсации (7). Так как в нашем случае конденсатор воздушного охлаждения и ресивер холодильной установки размещены снаружи помещения, то в зимнее время при выключении компрессора давление в них может опуститься значительно ниже давления в испарителе. В этих случаях жидкий фреон начинает перемещаться в зону низкого давления в конденсаторе и ресивере. Если в испарителе отсутствует жидкий фреон, то повышение температуры в испарителе не приводит к соответствующему повышению давления, и в результате увеличения температуры может быть недостаточным для замыкания реле и включения установки. Поэтому могут появиться трудности с запуском компрессора после

продолжительной остановки. В этом случае необходимо гидравлически отключить конденсатор во время неработающей части цикла. Для этого перед конденсатором воздушного охлаждения устанавливают регулятор давления KVR (7), а на выходной магистрали устанавливают обратный клапан NRV(10). При работе зимой температура окружающего воздуха снижается и вместе с ним падает давление конденсации в конденсаторе, при этом KVR начинает дросселировать фреон в конденсатор, когда давление конденсации падает ниже установленной величины. При этом конденсатор частично заполняется жидкостью, тем самым снижается эффективная площадь теплообмена, что ведет к увеличению давления конденсации.

Из регулятора давления конденсации пары фреона направляются в конденсатор (2), где протекающий по трубкам хладагент конденсируется. Конденсация фреона осуществляется за счет прохождения воздуха между ламелями конденсатора. На выходе из конденсатора получается жидкий фреон, который, проходя через шаровой вентиль (32), направляется в ресивер (3). Ресивер представляет собой сосуд, в котором при работе холодильной машины постоянно находится определенное количество жидкого фреона. Он предназначен для сглаживания неравномерностей тепловой нагрузки на испарителе и как следствие этого неравномерности расхода фреона, проходящего через ресивер. При незначительной утечке фреона из холодильной машины ресивер обеспечивает ее работоспособность до тех пор, пока эти потери не будут устранены. После ресивера жидкий фреон направляется в испаритель, предварительно проходя через фильтр осушитель (14). Он установлен здесь для того, чтобы предотвратить попадание загрязняющих веществ в испаритель.

Система возврата масла.

Для обеспечения нормальной работы холодильной машины применяется система возврата масла. Поскольку масло хорошо смешивается с хладагентами, оно в виде мельчайших капелек вместе с парами хладагента увлекается из компрессора в нагнетательную магистраль и далее в контур, и если не принимать

никаких специальных мер, вскоре масло в больших количествах распределится по всему холодильному контуру. Это обстоятельство может иметь следующие негативные последствия:

- с одной стороны, снижение интенсивности теплообменных процессов в контуре, главным образом в испарителе и конденсаторе;

- с другой стороны, ухудшение условий смазки различных подвижных деталей компрессора из-за уменьшения объема масла, обычно необходимого для этих целей, что приводит к опасности их повреждения, последствия которого легко себе представить.

Во избежание этих недостатков на выходе из компрессора устанавливают маслоотделитель (5), задачей которого является, во-первых, возвращение в картер компрессора масла, увлекаемого хладагентом, и, во-вторых, одновременно с возвращением масла освобождение хладагента, циркулирующего по холодильному контуру, от увлекаемого им масла.

Прежде чем подать масло в картер компрессора его необходимо очистить от вредных примесей. Для этих целей на выходе из маслоотделителя устанавливается масляный фильтр (13). Роль масляного фильтра заключается в том, чтобы не допустить попадания инородных частиц на вход в регуляторы уровня масла и в картер компрессора. Легко представить себе последствия, к которым может привести попадание различных частиц под иглу клапана регулятора уровня или в смазываемые детали компрессора, и влияние таких частиц на нормальную работу указанных узлов. В частности закупорка проходного отверстия регулятора уровня нередко является основной причиной отличия уровня масла в картере одного из компрессоров по сравнению с картерами других компрессоров. Очищенное масло из масляного фильтра направляется в ресивер масла. Между фильтром и ресивером масла располагается смотровое стекло (16), позволяющее контролировать возможное наличие жидкости в масле, за счет нанесенного на внутреннюю поверхность стекла индикаторного покрытия, в состав которого входит гигроскопическая

соль, меняющая окраску в зависимости от количества влаги, содержащейся в масле.

Ресивер масла нужен в тех случаях, когда в составе установки имеется несколько компрессоров, в каждом из которых установлен индивидуальный регулятор уровня масла (20). Именно из ресивера масла по сигналу того или иного регулятора уровня масла будет происходить долив необходимого количества масла в картер соответствующего компрессора. Сам ресивер подпитывается маслом из маслоотделителя и должен устанавливаться выше датчиков уровня масла, чтобы они надлежащим образом снабжались маслом под действием силы тяжести. Ресивер получает масло из маслоотделителя, находящегося под высоким давлением, но сам он не должен находиться под высоким давлением во избежание вскипания в магистралях питания регуляторов уровня и разрушения их игольчатых клапанов.

Чтобы снизить давление в ресивере, используют дифференциальный клапан (22), который позволяет поддерживать давление в ресивере почти равным давлению в картере компрессора. На выходе из ресивера масло, проходя через шаровой вентиль (29), направляется в регулятор уровня масла (20), за счет которого происходит долив необходимого количества масла в картер компрессора. Регулятор уровня масла, сообщающийся с картером компрессора, предназначен для контроля за уровнем масла и поддержания этого уровня на заданной отметке. Когда уровень падает ниже некоторого порогового значения, поплавковый клапан регулятора опускается вместе с ним, позволяя определенному количеству масла проникать в картер компрессора до тех пор, пока не восстановится оптимальный уровень. Помимо этого картер компрессора сообщается с дифференциальным регулятором давления смазки (21). Он предназначен для предотвращения повреждений, которые могут возникнуть с принудительной смазкой, если давление масла станет недостаточным. Масло к трущимся частям компрессора необходимо подавать под давлением, превышающим давление газов в картере. Таким образом, если давление масла

слишком мало, срабатывает устройство блокировки запуска компрессора и компрессор останавливается.

Для того чтобы обеспечить более легкий доступ масла к трущимся частям компрессора его необходимо подогреть. Для этих целей в компрессоре предусмотрен ТЭН подогрева масла (26).

6 ПОДБОР КОМПЛЕКТУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ К ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ.

В большинстве случаев холодильные машины поставляются с заводов изготовителей в несобранном виде. Так как каждое помещение, где будет установлена холодильная машина, имеет свои особенности, в связи с этим требуется индивидуальный подход к подбору комплектующего оборудования, к которому относятся различного рода обратные клапаны, регуляторы давления, ресиверы, отделители жидкости и т.д.

Как видно из схемы, представленной на рисунке 6, регулятор давления конденсации установлен на нагнетательной линии перед конденсатором. Для низкотемпературного ТХО выбираем регулятор типа KVR, а для среднетемпературного ТХО - регулятор типа PM1.

При выборе регулятора давления конденсации необходимо знать следующие исходные данные, представленные в таблице 10.

Таблица 10- Исходные данные для подбора регулятора давления конденсации.

Наименование	Ед.изм	низкотемпературное ТХО	среднетемпературное ТХО
Хладагент	-	R404A	
Холодопроизводительность	кВт	11,5	39,36
Температура кипения	°С	-35	-10
Температура конденсации	°С	42	42

Сначала определяется поправочный коэффициент для температуры кипения t_e из таблицы поправочных коэффициентов (таблица 11)

Таблица 11-Поправочные коэффициенты для температуры кипения t_e .

$t_e, ^\circ\text{C}$	-40	-30	-20	-10	0	+10
R 404A	0.85	0.90	0.95	1.0	1.05	1.09

Поправочный коэффициент для температуры кипения составит:

- для низкотемпературного ТХО - $t_e = 0,88$, °С

- для среднетемпературного ТХО - $t_e = 1,0$, °С

Скорректированная производительность испарителя.

При выборе нужного регулятора иногда возникнет необходимость преобразовать фактическую производительность испарителя, используя поправочные коэффициенты. Это может быть в случае, когда рабочие параметры системы отличаются от табличных значений. Таким образом, скорректированная производительность испарителя составит:

- для низкотемпературного ТХО $Q_E = Q^\phi \cdot t_e = 11,5 \cdot 0,88 = 10,12$ кВт (16)

- для среднетемпературного ТХО $Q_E = Q^\phi \cdot t_e = 39,36 \cdot 1,0 = 39,36$ кВт

При подборе регулятора давления конденсации, используем соответствующую таблицу производительности для хладагента R404A и в ней находим строку с температурой конденсации $t_K = 42$ °С.

С учётом скорректированной производительности испарителя, выбираем регулятор, который обеспечивает заданную или чуть большую производительность при допустимом перепаде давления на вентиле. Номинальный перепад давления на вентиле KVR для производительности по горячему газу составляет $\Delta p = 0,4$ бара.

Таблица 12- Подбор регуляторов давления конденсации типа KVR.

Тип	Температура конденсации, °С	Производительность по жидкости, кВт					Производительность по горячему пару, кВт				
		перепад давления на вентиле, бар					перепад давления на вентиле, бар				
		0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6
KVR 12	10	32,9	46,4	65,6	92,9	131,3	5,8	8,1	11,3	15,8	21,6
	20	29,4	41,6	58,8	83,2	117,6	6,1	8,4	11,8	16,5	22,7
KVR 15	30	25,9	36,6	51,8	73,3	103,7	6,1	8,5	12,0	16,8	23,2
	40	22,4	31,6	44,7	63,3	89,7	6,1	8,6	12,1	16,9	23,2
KVR 22	50	18,8	26,6	37,6	53,2	75,4	6,1	8,6	12,1	16,9	23,2
KVR 28	10	84,0	118,7	168,0	237,3	337,1	15,8	22,2	31,1	43,2	58,7
	20	75,2	106,1	150,2	213,2	301,4	16,7	23,5	33,1	46,1	63,1
KVR 35	30	66,3	93,7	132,3	188,0	265,7	17,6	24,8	34,9	48,7	67,2
	40	57,2	81,0	114,5	161,7	228,9	18,3	25,9	36,4	51,0	70,6
	50	48,1	68,0	96,2	136,5	193,2	18,9	26,6	37,5	52,6	73,2

Таким образом, выбираем следующие регуляторы давления конденсации:
 -для низкотемпературного ТХО - регулятор KVR 28/35 с перепадом давления $\Delta p = 0,4$ бар. Так как оба регулятора обеспечивают необходимые параметры работы, следовательно, для удобства монтажа устанавливаем регулятор KVR 35.

Для среднетемпературного ТХО не следует устанавливать регуляторы типа KVR, так как, имея более высокую холодопроизводительность на ТХО, он просто не справится с работой. Таким образом, для среднетемпературного ТХО необходимо установить регулятор давления конденсации типа PM1, способный работать при более высоких нагрузках. Номинальный перепад давления на вентиле PM1 для производительности по горячему газу составляет $\Delta p = 0,2$ бара.

Таблица 13- подбор регуляторов давления типа РМ1.

Тип	Температура кипения $t_e, ^\circ\text{C}$	Производительность по горячему газу, кВт, при перепаде давления на вентиле Δp , бар.								
		0.2	0.4	0.6	0.8	1	2	4	6	8
РМ 25	-50	30	42	51	59	66	90	119	136	139
	-40	32	45	55	63	70	96	128	145	148
	-30	34	48	58	67	74	102	136	155	158
	-20	36	50	61	70	78	107	143	163	166
	-10	40	53	64	74	82	112	149	170	173
	0	41	55	67	77	85	117	156	177	180
	10	43	57	69	79	88	122	161	183	186

Таким образом, для среднетемпературного ТХО подбираем регулятор давления конденсации РМ1-25 с перепадом давления $\Delta p = 0,2$ бара.

В ходе подбора обратных клапанов (NRV и NRVH), учитывается, что они установлены в трёх местах: на нагнетательной линии, после отделителя масла и клапан предназначенный для зимнего регулирования, установленный на выходе из конденсатора. В качестве исходных берутся те же данные, что и для подбора регулятора давления конденсации (таблица 10).

При выборе клапана производительность испарителя умножается на поправочный коэффициент, который зависит от температуры жидкости перед клапаном t_1 . Его значение находится из таблицы при температуре жидкости $t_1 = 25^\circ\text{C}$ (таблица 14).

Таблица 14- Поправочный коэффициент для температуры кипения.

$t_1, ^\circ\text{C}$	-10	0	10	15	20	25	30	35	40	45
R404A	0.65	0.72	0.81	0.86	0.93	1.0	1.09	1.20	1.33	1.51

Таким образом, поправочный коэффициент для температуры жидкости будет равным 1.

Так как в нашем случае поправочный коэффициент равен 1, следовательно, не требуется корректировать производительность испарителя. При подборе обратных клапанов будем пользоваться производительностью из таблицы 6.

При подборе обратных клапанов руководствуются местом расположения клапана, холодопроизводительностью оборудования и номинальным перепадом давления на клапане, который в нашем случае будет равен $\Delta p = 0,07$ бара.

В нашем случае один клапан установлен на жидкостной линии, а два других - на линии горячего газа.

Таблица 15-Подбор обратных клапанов по жидкости.

Тип	Производительность по жидкости, кВт, при перепаде давления на клапане, Δp , бар			
	NRV			NRVH
	0.05	0.07	0.14	0.3
NRV/H 6		5.4	7.6	11.3
NRV/H 10		13.7	19.4	28.4
NRV/H 12	16.7	19.7	27.8	40.8
NRV/H 16	29.2	34.6	48.9	71.6
NRV/H 19	40.6	48.0	67.9	99.1
NRV/H 22	69.0	81.6	115.0	169.0
NRV/H 28	154.0	182.0	258.0	378.0
NRV/H 35	236.0	278.0	394.0	577.0

Таблица 16-Подбор обратных клапанов по газу.

Тип	Производительность по горячему газу, кВт, при перепаде давления на клапане, Δр, бар			
	NRV			NRVH
	0.05	0.07	0.14	0.3
NRV/H 6		1.19	1.68	2.48
NRV/H 10		3.05	4.29	6.33
NRV/H 12	3.69	4.37	6.15	9.08
NRV/H 16	6.48	7.67	10.8	16.0
NRV/H 19	9.0	10.6	15.0	22.2
NRV/H 22	15.3	18.1	25.5	37.7
NRV/H 28	34.2	40.5	57.0	84.2
NRV/H 35	52.2	61.8	87.0	129.0

Таким образом, выбираем обратный клапан установленный на выходе из компрессора NRVH 28. После отделителя масла устанавливаем клапан NRV 35 и клапан для системы зимнего регулирования на выходе из конденсатора NRV 28.

7 РАСЧЁТ СХЕМЫ И ПРОЦЕСС РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

Основная задача расчёта состоит в определении расхода рабочего агента, тепловых нагрузок отдельных агрегатов установки и расхода работы или электрической энергии на трансформацию тепла.

Номинальные условия эксплуатации холодильной установки на фреоне R-404A представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Условия эксплуатации холодильной установки.

Наименование	Ед. изм	низкотемпературная централь	среднетемпературная централь
температура конденсации, t_k	$^{\circ}\text{C}$	42	
температура кипения, $t_{\text{кип}}$	$^{\circ}\text{C}$	-35	-10
температура на входе в компрессор, $t'_{\text{кип}}$	$^{\circ}\text{C}$	-20	0

Параметры состояния в соответствующих точках процесса централей следующие, [4]:

- точка 2 – состояние сухого насыщенного пара, при температуре $t_k = t_2 = 42^{\circ}\text{C}$:
 - низкотемпературное ТХО $P_k = P_2 = 19,049$ бар, $h'' = h_2 = 385,39$ кДж/кг;
 - среднетемпературное ТХО $P_k = P_2 = 19,049$ бар, $h'' = h_2 = 385,39$ кДж/кг;
- точка 3 – состояние кипящей жидкости, при температуре $t_k = t_3 = 42^{\circ}\text{C}$:
 - низкотемпературное ТХО - $P_k = P_3 = 19,049$ бар, $h' = h_3 = 266,92$ кДж/кг;
 - среднетемпературное ТХО - $P_k = P_3 = 19,049$ бар, $h' = h_3 = 266,92$ кДж/кг;
- точка 4 – область жидкости, при температуре $t_{\text{и}} = t_4 = 35^{\circ}\text{C}$ и давлении $P_k = P_4 = 19,049$ бар:
 - низкотемпературное ТХО - $h_4 = 258,44$ кДж/кг;
 - среднетемпературное ТХО - $h_4 = 258,44$ кДж/кг;
- точка 5 – область мокрого пара, при температуре $t_{\text{кип}} = t_5, ^{\circ}\text{C}$:
 - низкотемпературное ТХО - $t_{\text{кип}} = t_5 = -35^{\circ}\text{C}$; $P_{\text{кип}} = P_5 = 1,658$ бар,

$$h_5 = 258,44 \text{ кДж/кг};$$

- среднетемпературное ТХО - $t_{\text{кип}} = t_5 = -10^{\circ}\text{C}$; $P_{\text{кип}} = P_5 = 4,333 \text{ бар}$,

$$h_5 = 258,44 \text{ кДж/кг};$$

- точка 6 – состояние сухого насыщенного пара, при температуре $t_{\text{кип}} = t_6^{\circ}\text{C}$ и давлении $P_{\text{кип}} = P_6, \text{ бар}$:

- низкотемпературное ТХО - $t_{\text{кип}} = t_6 = -35^{\circ}\text{C}$; $P_{\text{кип}} = P_6 = 1,658 \text{ бар}$,

$$h_6 = 347,05 \text{ кДж/кг};$$

- среднетемпературное ТХО - $t_{\text{кип}} = t_6 = -10^{\circ}\text{C}$; $P_{\text{кип}} = P_6 = 4,333 \text{ бар}$,

$$h_5 = 362,56 \text{ кДж/кг};$$

- точка 7 – область перегретого пара, при температуре $t_{\text{кип}} = t_7^{\circ}\text{C}$ и давлении $P_{\text{кип}} = P_7, \text{ бар}$:

- низкотемпературное ТХО - $t_{\text{кип}} = t_7 = -20^{\circ}\text{C}$; $P_{\text{кип}} = P_7 = 1,658 \text{ бар}$,

$$h_7 = 359,85 \text{ кДж/кг}, v_7 = 0,1161 \text{ м}^3/\text{кг}, s_7 = 1,6338 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

- среднетемпературное ТХО - $t_{\text{кип}} = t_7 = 0^{\circ}\text{C}$; $P_{\text{кип}} = P_7 = 4,333 \text{ бар}$,

$$h_7 = 375,34 \text{ кДж/кг}; v_7 = 0,0462 \text{ м}^3/\text{кг}, s_7 = 1,6203 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

- точка 1 – область перегретого пара, при давлении $P_k = P_1, \text{ бар}$ и энтропии $s_7 = s_1$:

- низкотемпературное ТХО $s_7 = s_1 = 1,6338 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$, $t_1 = 51,25^{\circ}\text{C}$;

$$h_1 = 396,53 \text{ кДж/кг};$$

- среднетемпературное ТХО $s_7 = s_1 = 1,6203 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$, $t_1 = 47,57^{\circ}\text{C}$;

$$h_1 = 392,17 \text{ кДж/кг};$$

Полученные параметры занесены в таблицы 18 и 19

Таблица 18 – Параметры состояния фреона для среднетемпературной централи.

Точка	Р	Т	h	v	s
	бар	°С	кДж/кг	м ³ /кг	кДж/кг·К
1	19,049	47,57	392,17		1,6203
2	19,049	42	385,39		
3	19,049	42	266,92		
4	19,049	35	258,44		
5	4,333	-10	258,44		
6	4,333	-10	362,56		
7	4,333	0	375,34	0,0462	1,6203
1'	19,049	69,6	417,85		

Таблица 19 – Параметры состояния фреона для низкотемпературной централи.

Точка	Р	Т	h	v	s
	бар	°С	кДж/кг	м ³ /кг	кДж/кг·К
1	19,049	51,25	396,53		1,6338
2	19,049	42	385,39		
3	19,049	42	266,92		
4	19,049	35	258,44		
5	1,658	-35	258,44		
6	1,658	-35	347,05		
7	1,658	-20	359,85	0,1161	1,6338
1'	19,049	87,9	441,45		

Удельная теплопроизводительность централей:

- низкотемпературная централь $q_T = h_1 - h_4 = 396,53 - 258,44 = 138,09$ кДж/кг;
- среднетемпературная централь $q_T = h_1 - h_4 = 392,17 - 258,44 = 133,73$ кДж/кг.

Удельная холодопроизводительность централей:

- низкотемпературная централь $q_x = h_5 - h_6 = 347,05 - 258,44 = 88,61$ кДж/кг;

- среднетемпературная централь $q_x = h_1 - h_4 = 258,44 - 362,56 = 104,12$ кДж/кг.

Удельная работа компрессора при идеальном процессе сжатия:

- низкотемпературная централь $q_p = h_1 - h_7 = 396,53 - 359,85 = 36,68$ кДж/кг;

- среднетемпературная централь $q_p = h_1 - h_7 = 392,17 - 375,34 = 16,83$ кДж/кг.

Удельный перегрев составляет:

- низкотемпературная централь $q_{пр} = h_7 - h_6 = 359,85 - 347,05 = 12,80$ кДж/кг;

- среднетемпературная централь $q_{пр} = h_7 - h_6 = 375,34 - 362,56 = 12,78$ кДж/кг.

Энергетический баланс ТХО на единицу расхода рабочего агента:

- низкотемпературная централь

$$q_T = q_x + q_p + q_{пр} = 88,61 + 36,68 + 12,8 = 138,09 \text{ кДж/кг};$$

- среднетемпературная централь

$$q_T = q_x + q_p + q_{пр} = 104,12 + 16,83 + 12,78 = 133,73 \text{ кДж/кг}.$$

На рисунке 7 и 8 представлен теоретический и действительный процессы работы централей. На рисунке 9 изображена принципиальная схема централей.

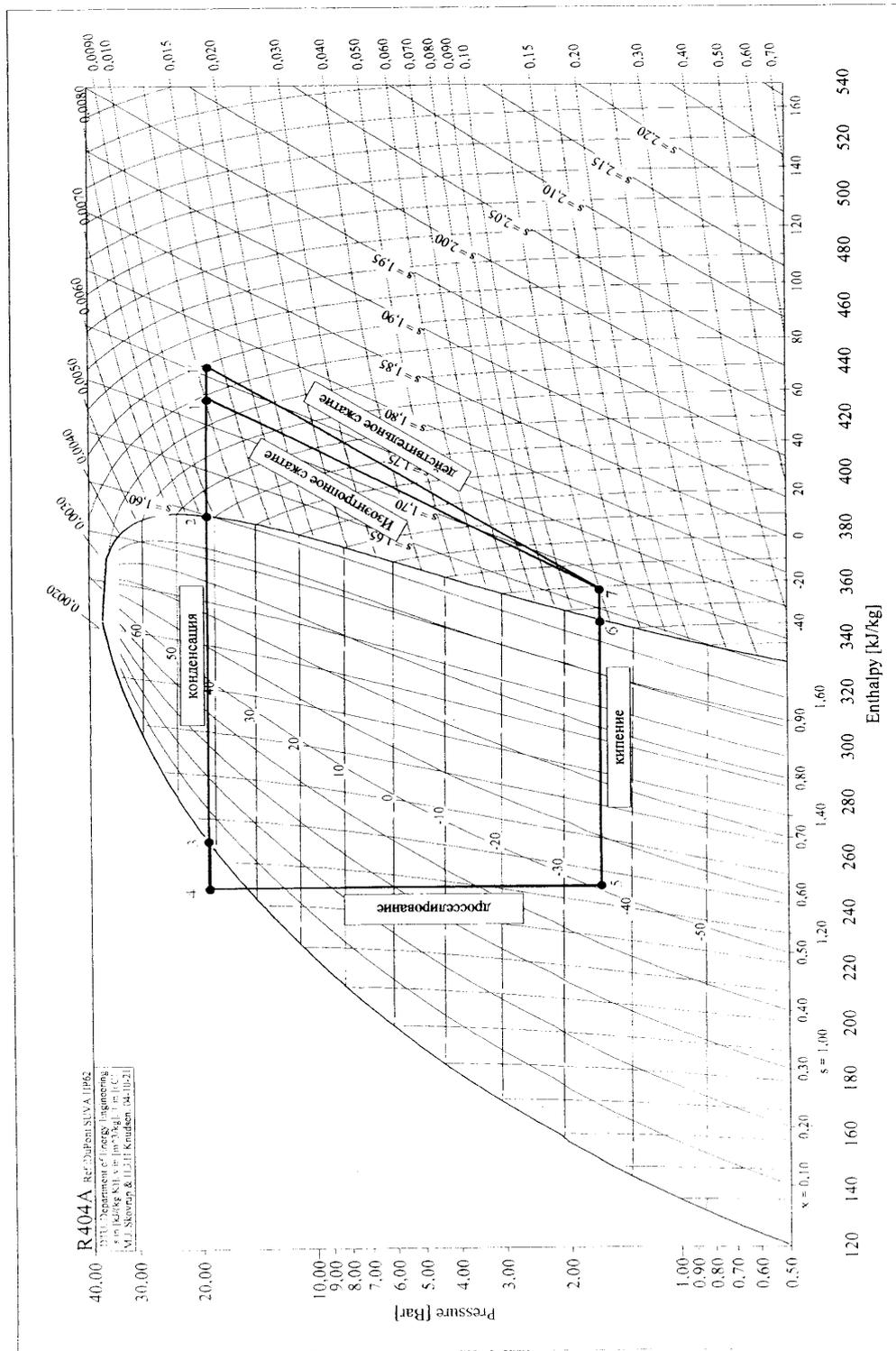


Рисунок 7- Процесс работы низкотемпературной централи.

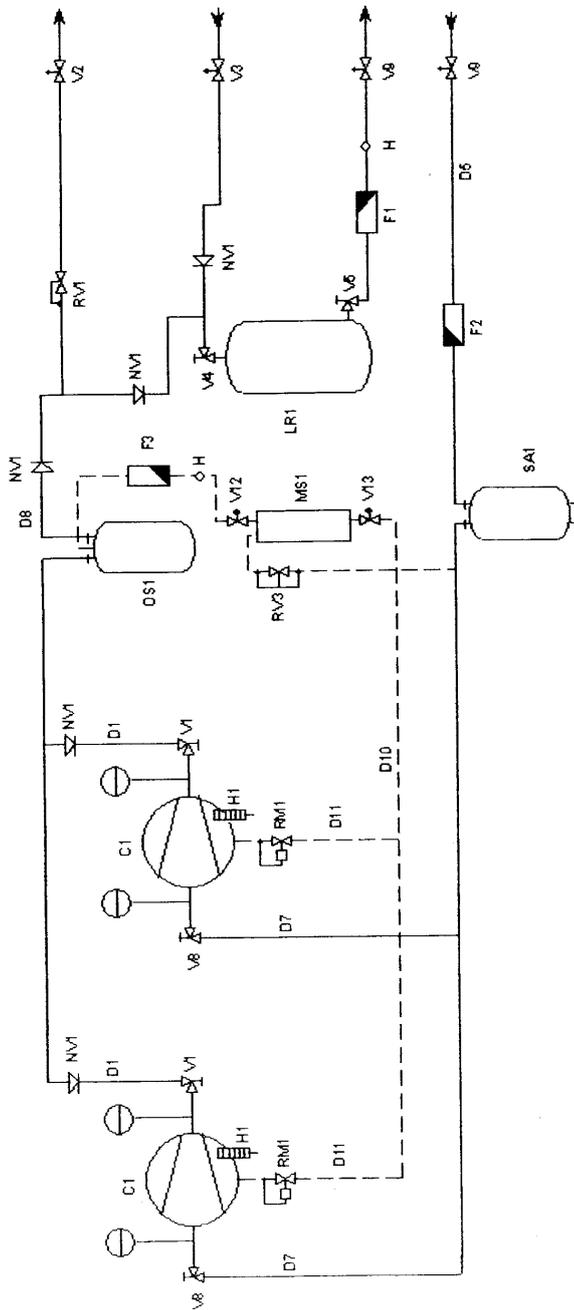


Рисунок 9- Принципиальная схема ТХО.

8 РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА.

Воздушный конденсатор – теплообменник, в котором пары хладагента конденсируются, отдавая при этом тепло охладителю. В качестве охладителя используется воздух, забираемый из окружающей среды. В качестве воздушного конденсатора используется оребренный теплообменник, трубки которого выполнены из меди, с насаженными на них алюминиевыми пластинами. Геометрические характеристики воздушного конденсатора приведены в таблице 20.

Таблица 20 – Геометрические характеристики воздушного конденсатора.

№ п.п	Наименование величины	Обозначение	Ед.изм	Величина
1	внутренний диаметр трубок	d_{BH}	мм	8
2	наружный диаметр трубок	d_H	мм	9,52
3	шаг ребер пластины	U	мм	2,5
4	высота пластины	h	мм	1200
5	длина пластины в направлении потока	L	мм	110
6	толщина пластины	δ_P	мм	0,25
7	поперечный шаг	S_1	мм	25
8	размер А	A	мм	22
9	размер Б	B	мм	25
10	длина трубки	l	мм	1200
11	число трубок, охватываемое одной пластиной	n	мм	120

В качестве исходных данных будут использовались характеристики, приведенные в таблице 21.

Таблица 21- Исходные данные для расчета воздушного конденсатора.

№ п.п	Наименование	Обозначение	Ед.изм	Величина
1	температура конденсации фреона	t_K	$^{\circ}\text{C}$	42
2	коэффициент теплопроводности воздуха	λ_B	$\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$	0,0267
3	коэффициент теплопроводности алюминия	λ_M	$\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$	203,5
4	коэффициент теплопроводности меди	λ_{AL}	$\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$	384
5	температура воздуха на входе в конденсатор	t_B^1	$^{\circ}\text{C}$	30,00
6	коэффициент кинематической вязкости воздуха	ν_B	$\text{м}^2/\text{с}$	$1,60 \cdot 10^{-5}$

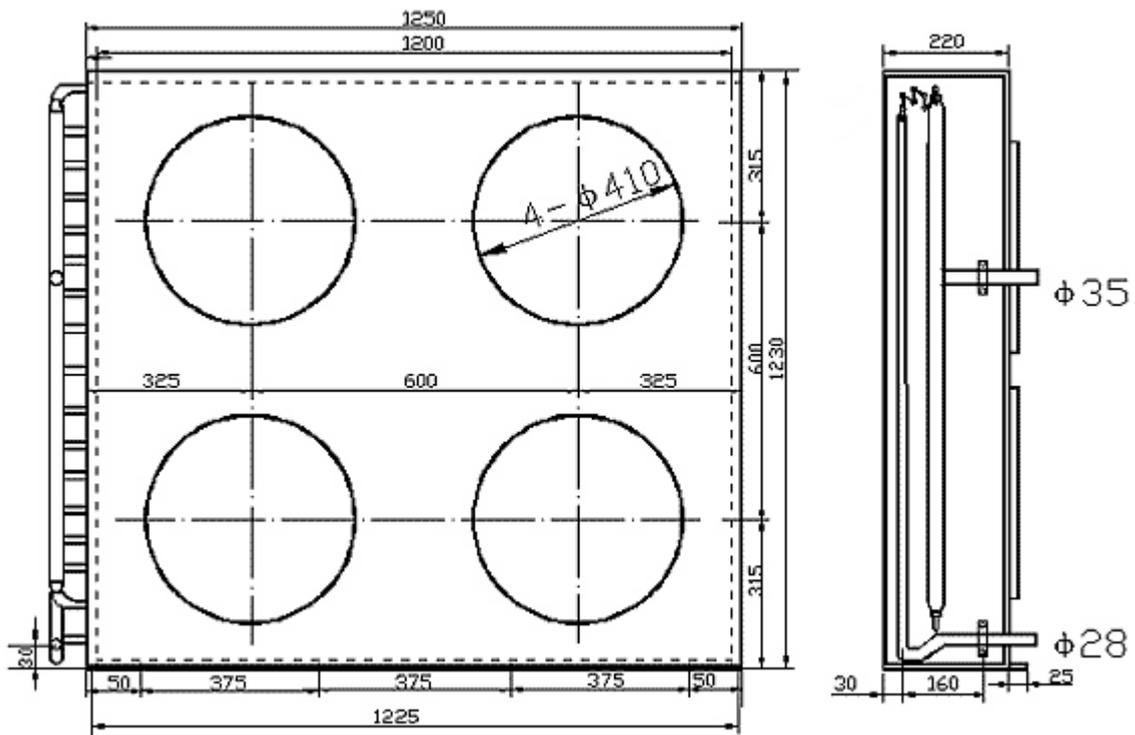


Рисунок 10- Воздушный конденсатор с принудительным охлаждением.

Уравнение теплопередачи имеет вид:

$$Q^{III} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_{MP} \cdot l \cdot n} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot n \cdot \lambda_{МЕД}} \cdot \ln \frac{d_H}{d_{ВН}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_P \cdot l \cdot n}}, \text{ кВт} \quad (16)$$

где Δt – среднелогарифмический температурный напор, $^{\circ}\text{C}$;

α_1 и α_2 – коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона внутри горизонтальных труб и коэффициент теплоотдачи от стенок ребер воздуху соответственно, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$;

F_{MP} – площадь свободная от поверхности ребер наружной поверхности труб, $\text{м}^2/\text{м}$;

F_P – площадь поверхности ребер, $\text{м}^2/\text{м}$;

Расчет среднелогарифмического температурного напора.

Средний температурный напор Δt в конденсаторе при конденсации фреона практически не зависит от схемы движения теплоносителя и вычисляется как среднелогарифмическая величина по формуле:

$$\Delta t = \frac{t_B^2 - t_B^1}{\ln \frac{t_K - t_B^1}{t_K - t_B^2}} = \frac{36,9 - 30}{\ln \frac{42 - 30}{42 - 36,9}} = 14,2, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17)$$

где t_B^1 – температура воздуха на входе в конденсатор $^\circ\text{C}$;

t_B^2 – температура воздуха на выходе из конденсатора (задаем $t_B^2 = 36,9$), $^\circ\text{C}$;

t_K – температура конденсации фреона, $^\circ\text{C}$;

Коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона внутри горизонтальных труб.

При определении коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона α_1 требуются средняя температура стенки труб со стороны фреона t_{CT} , которая нам неизвестна. Это приводит к тому, что ей приходится задаваться $t_K > t_{CT}$.

$$\alpha_1 = 0,56 \cdot B \cdot (\theta \cdot d_{BH})^{-0,25}, \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (18)$$

где θ – разность между температурой конденсации фреона t_K и температурой стенки трубы $t_{CT} = 34,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ (задаем), определяется по формуле

$$\theta = t_K - t_{CT} = 42 - 34,6 = 7,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

d_{BH} – внутренний диаметр трубок, м;

B – параметр, зависящий от физических свойств фреона, определяется по справочным данным $B = 1283$.

Таким образом, коэффициент теплоотдачи при конденсации фреона внутри горизонтальных труб будет составлять:

$$\alpha_1 = 0,56 \cdot 1283 \cdot (7,4 \cdot 0,008)^{-0,25} = 1456,6, \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (19)$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи от стенок ребер воздуху.

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{воз}} \cdot \left(\frac{F_P}{F_{OP}} \cdot E_P \cdot \psi + \frac{F_{MP}}{F_{OP}} \right), \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20)$$

где $\alpha_{\text{воз}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенок ребра к воздуху, Вт/м² °С

F_p – площадь поверхности пластин, м²;

$F_{\text{оп}}$ – полная наружная площадь теплообмена, м²;

E_p – эффективность ребер;

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребер ($\psi = 0,75$);

$F_{\text{МП}}$ – площадь, свободная от поверхности ребер наружной поверхности труб, м².

Коэффициент теплоотдачи воздуха $\alpha_{\text{воз}}$.

$$\alpha_{\text{воз}} = \frac{Nu \cdot \lambda_B}{d_{\text{э}}}, [\text{Вт/м}^2\text{К}] \quad (21)$$

где Nu – число Нуссельта;

λ_B – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/м*К.

Число Рейнольдса.

Для определения режима движения сначала необходимо определить значение числа Рейнольдса.

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{ср}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_B}; \quad (22)$$

где $\omega_{\text{ср}}$ – средняя скорость воздуха, м/с;

$d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр ребер пластины, м;

ν_B – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Средняя скорость воздуха

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} = \frac{3,4 + 9,4}{2} = 6,408, \text{ м/с} \quad (23)$$

где ω_1 – скорость воздуха на входе в конденсатор, м/с;

ω_2 – скорость воздуха на выходе из конденсатора, м/с.

Определяем эквивалентный диаметр ребер пластины [9].

$$d_{\text{э}} = \frac{2 \cdot (S_1 - d_H) \cdot (U - \delta_p)}{(S_1 - d_H) + (U - \delta_p)} = \frac{2 \cdot (0,025 - 0,00952) \cdot (0,0025 - 0,00025)}{(0,025 - 0,00952) + (0,0025 - 0,00025)} = 0,0039, \text{ м} \quad (24)$$

где S_1 – поперечный шаг, м;

d_H – наружный диаметр трубок, м;

U – шаг ребер пластины, м;

δ_p – толщина пластины, м.

Таким образом, число Рейнольдса равно:

$$\text{Re} = \frac{\omega_{CP} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_B} = \frac{6,408 \cdot 0,0039}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 1562. \quad (25)$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{э}}} \right)^m = 0,137 \cdot 1562^{0,636} \cdot \left(\frac{0,11}{0,0039} \right)^{-0,155} = 8,77. \quad (26)$$

где C, n, m – показатель, зависящий от режима движения воздуха и от геометрических характеристик ребер пластины;

L – длина пластины в направлении потока, м.

Параметр C вычисляется по формуле [9]:

$$C = 0,518 - 0,02315 \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{э}}} \right) + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{э}}} \right)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{э}}} \right)^3 \cdot \left(1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}}{1000} \right), \quad (27)$$

Для рассматриваемого случая:

$$C = 0,518 - 0,02315 \cdot \left(\frac{0,11}{0,0039} \right) + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,11}{0,0039} \right)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,11}{0,0039} \right)^3 \cdot \left(1,36 - 0,24 \cdot \frac{1562}{1000} \right) = 0,137$$

Показатели n и m находятся следующим образом [9]:

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{э}}} = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{0,11}{0,0039} = 0,636 \quad (28)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re}{1000} = -0,28 + 0,08 \frac{1562}{1000} = -0,155 \quad (29)$$

Коэффициент теплоотдачи воздуха $\alpha_{воз}$ составит:

$$\alpha_{воз} = \frac{8,77 \cdot 0,0267}{0,0039} = 60, \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (30)$$

Для шахматного пучка коэффициент теплоотдачи воздуха увеличивается на 10 %.

$$\alpha_B = \alpha \cdot 1,1 = 60 \cdot 1,1 = 66 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (31)$$

Площадь поверхности пластин вычисляется по формуле:

$$F_p = 2 \cdot \left(\frac{L \cdot h}{n} - 0,785 \cdot d_H^2 \right) \cdot \frac{1}{U}, \text{ м}^2/\text{м}. \quad (32)$$

$$F_p = 2 \cdot \left(\frac{0,11 \cdot 1,2}{120} - 0,785 \cdot (9,52 \cdot 10^{-3})^2 \right) \cdot \frac{1}{0,0025} = 0,823 \text{ м}^2/\text{м}$$

где L – длина пластины в направлении потока, м;

h – высота пластины, м;

n – число трубок охватываемое одной пластиной, шт;

d_H – наружный диаметр трубок, м;

U – шаг ребер пластины, м.

Площадь свободная от поверхности ребер наружной поверхности труб находится следующим образом [9].

$$F_{MP} = 3,14 \cdot d_H \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{U} \right) = 3,14 \cdot (9,52 \cdot 10^{-3}) \cdot \left(1 - \frac{0,00025}{0,0025} \right) = 0,027, \text{ м}^2/\text{м}. \quad (33)$$

где d_H – наружный диаметр трубок, м;

U – шаг ребер пластины, м.

δ_p – толщина пластины, м.

Полная наружная площадь теплообмена равна:

$$F_{OP} = F_P + F_{MP} = 0,823 + 0,027 = 0,85, \text{ м}^2/\text{м}. \quad (34)$$

где F_P – площадь поверхности пластин, $\text{м}^2/\text{м}$;

F_{MP} – площадь, свободная от поверхности ребер наружной поверхности труб, $\text{м}^2/\text{м}$.

Коэффициент эффективности ребер.

Коэффициент эффективности ребер E_P зависит от формы, размеров и материала ребра и от величины коэффициента теплоотдачи между поверхностью ребра и окружающей средой α_{BO3} . Для определения E_P можно применить уравнение:

$$E_P = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'} = \frac{th(50,95 \cdot 0,011)}{50,95 \cdot 0,011} = 0,90. \quad (35)$$

здесь m – параметр, зависящий от материала ребер и коэффициента теплоотдачи воздуха;

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{BO3}}{\lambda_{Al} \cdot \delta_P}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 66,05}{203,5 \cdot 0,00025}} = 50,95 \quad (36)$$

где α_{BO3} – коэффициент теплоотдачи воздуха, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

λ_{Al}, δ_P – теплопроводность и толщина ребра.

h' – условная высота ребра, зависящая от его формы и размеров, м.

Условная высота для различных форм ребер определяется по формулам из справочных данных. Формула условной высоты для пластинчатых ребер на шахматных пучках имеет вид:

$$h' = 0,5 \cdot d_H \cdot (\varphi - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln(\varphi)), \text{ м} \quad (37)$$

где d_H – наружный диаметр трубок, м;

φ – безразмерный коэффициент, определяемый в зависимости от формы ребра;

$$\varphi = 1,28 \cdot \left(\frac{B}{d_H} \right) \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0,2} = 1,28 \cdot \left(\frac{0,025}{0,00952} \right) \cdot \sqrt{\frac{0,022}{0,025} - 0,2} = 2,772 \quad (38)$$

где A, B – большой и меньший размеры ребер шестигранника (рисунок 11), м.

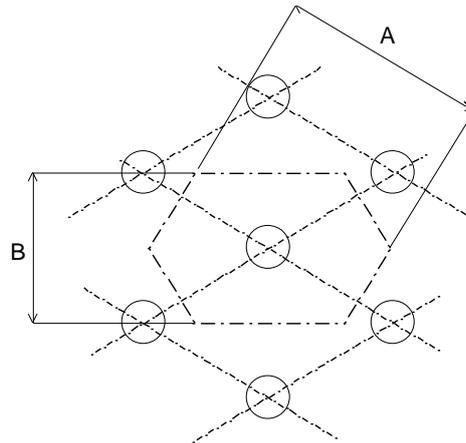


Рисунок 11-Элемент пластинчатого ребра на шахматном пучке.

Условная высота ребер составляет:

$$h' = 0,5 \cdot 0,00952 \cdot (2,772 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln(2,772)) = 0,011 \text{ м} \quad (39)$$

Таким образом, приведенный коэффициент теплоотдачи от стенок ребер к воздуху составляет:

$$\alpha_2 = 66,05 \cdot \left(\frac{0,823}{0,85} \cdot 0,9 \cdot 0,75 + \frac{0,027}{0,85} \right) = 45,27, \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (40)$$

Определяем количество переданного тепла от фреона к воздуху. Исходя из уравнения теплопередачи:

$$Q^{III} = \frac{14,16}{\frac{1}{1456,6 \cdot 0,027 \cdot 1,2 \cdot 120} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,2 \cdot 120 \cdot 384} \cdot \ln \frac{0,00952}{0,008} + \frac{1}{45,27 \cdot 0,823 \cdot 1,2 \cdot 120}} = 38,95, \text{ кВт}$$

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q^{TB} = G \cdot c_B \cdot (t_B^2 - t_B^1), \text{ кВт} \quad (42)$$

где G – массовая производительность конденсатора, кг/с;

c_B – теплоемкость влажного воздуха $c_B = 1,0056$, кДж/кг °С;

t_B^1 и t_B^2 – температуры воздуха на входе и выходе из конденсатора соответственно, °С.

Массовая производительность конденсатора

$$G = V \cdot \rho = 4,92 \cdot 1,128 = 5,55 \text{ кг/с}, \quad (43)$$

где V – объемная производительность конденсатора, м³/с;

ρ – плотность воздуха $\rho = 1,128$, кг/м³.

$$V = l \cdot h \cdot \omega_1 = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 3,146 = 4,92 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (44)$$

где ω_1 – скорость воздуха на входе в конденсатор, м/с;

l – длина трубок конденсатора, м;

h – высота пластин конденсатора, м.

Таким образом, количество теплоты необходимое для нагрева воздуха составляет:

$$Q^{TB} = G \cdot c_B \cdot (t_B^2 - t_B^1) = 5,55 \cdot 1,0056 \cdot (36,9 - 30) = 38,51 \text{ кВт} \quad (45)$$

Погрешность между уравнением теплового баланса и уравнением теплопередачи составит:

$$\delta = \frac{Q^{III} - Q^{TB}}{Q^{III}} \cdot 100\% = \frac{38,95 - 38,51}{38,95} \cdot 100\% = 1,14\% \quad (46)$$

Так как погрешность между уравнением теплового баланса и уравнением теплопередачи не превышает 4% (для технических расчетов погрешность $\leq 4\%$ допустима), следовательно расчет можно считать верным.

8.3 Уравнение теплоотдачи со стороны конденсации фреона.

$$Q^{TO} = \alpha_1 \cdot (t_K - t_{CT}) \cdot \pi \cdot d_{BH} \cdot l \cdot n = 1456,6 \cdot (42 - 34,6) \cdot 3,14 \cdot 0,008 \cdot 1,2 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 38,99, \text{ кВт} \quad (47)$$

Погрешность между уравнениями теплопередачи и уравнением теплоотдачи со стороны конденсации фреона составит:

$$\chi = \frac{Q^{TO} - Q^{TP}}{Q^{TO}} \cdot 100\% = \frac{38,99 - 38,954}{38,99} \cdot 100\% = 0,09\% \quad (48)$$

Так как погрешность между уравнением теплоотдачи и уравнением теплопередачи не превышает 4% (для технических расчетов погрешность $\leq 4\%$ допустима) следовательно, расчет можно считать верным.

9 РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы воздушного отопления зданий в последнее время непрерывно развивались. Это относится, прежде всего, к местному воздушному отоплению, которое применяют при отсутствии центральных систем приточной вентиляции. Согласно нормативным документам [10], предусматривается возможность использования воздушной системы отопления в зале супермаркета.

Использование для отопления воздуха обеспечивает пожарную безопасность и улучшает санитарно-гигиеническое состояние помещений, причем имеется возможность полного устранения отопительных приборов [10].

По капитальным вложениям местная система воздушного отопления имеет преимущество по сравнению с водяным отоплением, рассчитаем для зала супермаркета воздушное отопление по методике, изложенной в работе [4].

Количество тепла получаемого за счет воздушного отопления.

$$Q_{BO} = \frac{L_B \cdot \rho_B}{3600} \cdot c \cdot (t_B^2 - t_B^1), \text{ кВт}, \quad (49)$$

где L_B – количество отапливаемого воздуха, принимается из характеристики конденсаторов м³/час;

ρ_B – плотность воздуха, кг/м³.

c – массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

t_B^2 – температура горячего воздуха, принимается в соответствии равной

$t_B^2 = 36,9$ °С [см. глава 8];

t_B^1 – температура воздуха на входе в конденсатор, °С.

Таким образом, количество тепла, которое можно получить с одного конденсатора составит:

$$Q_{BO} = \frac{17709 \cdot 1,128}{3600} \cdot 1 \cdot (36,9 - 30) = 38,29, \text{ кВт} \quad (50)$$

Аэродинамический расчет воздуховодов систем воздушного отопления.

Задачей аэродинамического расчета в системе воздушного отопления является определение сечения воздуховода, определение потерь давления и увязка его во всех точках сети воздуховода.

Приток в помещение организован через вентиляторы расположенные на конденсаторах. Производительность системы составляет $L = 17709 \cdot 2 = 35418$ м³/час (из характеристики конденсаторов). Воздуховоды выполнены из листовой оцинкованной стали и имеют круглое сечение. Расчет ведем по схеме воздуховодов систем воздушного отопления, расположив воздухораспределители таким образом, чтобы приток обеспечивался равномерно по всему помещению. Подача воздуха в помещения осуществляется через однорядные воздухораспределительные решетки типа РВ 1-1.

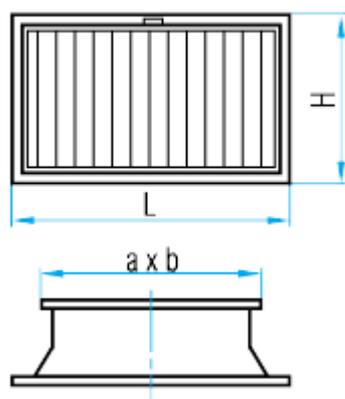


Рисунок 12 - Воздухораспределительная решетка типа РВ 1-1

Характеристики решетки РВ1-1:

$a \times b$, мм	150×150;
$L \times H$, мм	175×175;
масса, кг	0,86.

В основу аэродинамического расчета положены потери давления:

$$\Delta P = \Delta P_{\lambda} + \Delta P_{\xi} = \lambda \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = Rl + z, \quad (51)$$

где λ – коэффициент сопротивления трению;

v – скорость воздуха, м/с;

ρ – плотность воздуха, кг/ м³;

l – длина воздуховода, м;

d – диаметр воздуховода, м;

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

При проектировании воздуховодов рекомендуемая скорость воздушного потока в магистралях принимается равной 9,0 м/с.

Расчет воздуховода для подачи приточного теплого воздуха сведен в таблицы 22 и 23.

Таблица 22 - Сумма коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке воздуховода.

№ участка	D, мм	Наименование местных сопротивлений	ξ	$\sum \xi$
	1		2	3
<i>магистраль</i>				
1	400	<i>отвод на 90⁰, решетка</i>	1,1+1,2	2,3
2	400	<i>тройник, сужение потока</i>	0,03+0,15	0,18
4	560	<i>тройник, сужение потока</i>	0,03+0,1	0,13
6	710	<i>тройник, сужение потока</i>	0,03+0,05	0,08
8	800	<i>отвод на 90⁰</i>	1,1	1,1
9	800	<i>отвод на 90⁰</i>	1,1	1,1
10	800	<i>отвод на 90⁰</i>	1,1	1,1
11	800	<i>тройник, отвод на 90⁰, сужение потока</i>	0,03+1,1+0,15	1,28
1 [`]	400	<i>отвод на 90⁰, решетка</i>	1,1+1,2	2,3
2 [`]	400	<i>тройник, сужение потока</i>	0,03+0,15	0,18
4 [`]	560	<i>тройник, сужение потока</i>	0,03+0,1	0,13
6 [`]	710	<i>тройник, сужение потока</i>	0,03+0,05	0,08
8 [`]	800	<i>отвод на 90⁰</i>	1,1	1,1
9 [`]	800	<i>отвод на 90⁰</i>	1,1	1,1
10 [`]	800	<i>отвод на 90⁰</i>	1,1	1,1
12	1120	<i>свободный выход</i>	1	1
<i>ответвления</i>				
3	400	<i>тройник, решетка, сужение потока</i>	3,0	3,0
5	400	<i>тройник, решетка, сужение потока</i>	3,0	3,0
7	400	<i>тройник, решетка, сужение потока</i>	4,1	4,1
3 [`]	400	<i>тройник, решетка, сужение потока</i>	3,0	3,0
5 [`]	400	<i>тройник, решетка, сужение потока</i>	3,0	3,0
7 [`]	400	<i>тройник, решетка, сужение потока</i>	4,1	4,1

Таблица 23 - Расчетная таблица сети воздухопроводов, обеспечивающих приток воздуха для отопления помещения.

№ участка	Количество воздуха L , $м^3/ч$	Длина l , м	Диаметр $d_{э}$, мм	Скорость v , м/с	Потери давления на трение, $кг/м^2$		сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$	Скоростное давление H_0 , $кг/м^2$	Потери давления на местные сопротивления Z , $кг/м^2$	Общие потери давления на участке $R-l+Z$, $кг/м^2$	Суммарные потери давления на участках от начала сети H_n , $кг/м^2$
					на 1 м R ,	на всем участке $R-l$					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
<i>магистраль</i>											
<i>1 ветвь</i>											
1	4427	0,2	400	9,8	0,239	0,0478	2,3	5,868	13,497	13,545	13,545
2	4427	5,6	400	9,8	0,239	1,3384	0,18	5,868	1,056	2,394	15,939
4	8854	5,6	560	10,0	0,170	0,952	0,13	6,110	0,794	1,746	17,658
6	13281	5,6	710	9,3	0,109	0,6104	0,08	5,284	0,423	1,033	18,718
8	17709	0,8	800	9,8	0,105	0,084	1,1	5,868	6,455	6,539	25,257
9	17709	3,8	800	9,8	0,105	0,399	1,1	5,868	6,455	6,854	32,111
10	17709	1,0	800	9,8	0,105	0,105	1,1	5,868	6,455	6,56	38,671
11	17709	11,6	800	9,8	0,105	1,218	1,28	5,868	7,511	8,729	47,4
12	17709	0,2	800	9,8	0,105	0,021	1,0	5,868	5,868	5,889	53,289
<i>2 ветвь</i>											
1`	4427	0,2	400	9,8	0,239	0,048	2,3	5,868	13,497	13,545	13,545
2`	4427	6,0	400	9,8	0,239	1,434	0,18	5,868	1,056	2,49	16,035
4`	8854	6,0	560	10,0	0,170	1,02	0,13	6,110	0,794	1,814	17,849
6`	13281	6,0	710	9,3	0,109	0,654	0,08	5,284	0,423	1,077	18,926
8`	17709	0,6	800	9,8	0,105	0,063	1,1	5,868	6,455	6,518	25,444
9`	17709	3,8	800	9,8	0,105	0,399	1,1	5,868	6,455	6,854	32,298
10`	17709	8,0	800	9,8	0,105	0,84	1,1	5,868	6,455	7,295	39,593
11`	17709	0,2	800	9,8	0,105	0,021	1,0	5,868	5,868	5,889	45,482

Продолжение таблицы 23.

	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
<i>ответвления</i>											
3	4427	0,2	400	9,8	0,239	0,048	3,0	5,868	17,605	17,652	
невязка(3;4) $\frac{17,685 - 17,652}{17,685} \cdot 100\% = 0,19\%$											
5	4427	0,2	400	9,8	0,239	0,048	3,0	5,868	17,605	17,652	
невязка(5;6) $\frac{18,718 - 17,652}{18,718} \cdot 100\% = 5,69\%$											
7	4428	0,2	400	9,8	0,239	0,048	4,1	5,868	24,06	24,108	
невязка(7;8) $\frac{24,108 - 25,257}{24,108} \cdot 100\% = 4,77\%$											
3`	4427	0,2	400	9,8	0,239	0,048	3,0	5,868	17,605	17,652	
невязка(3`;4`) $\frac{17,652 - 17,849}{17,652} \cdot 100\% = 1,12\%$											
5`	4427	0,2	400	9,8	0,239	0,048	3,0	5,868	17,605	17,652	
невязка(5`;6`) $\frac{17,652 - 18,926}{17,652} \cdot 100\% = 7,22\%$											
7`	4428	0,2	400	9,8	0,239	0,048	4,1	5,868	24,06	24,108	
невязка(7`;8`) $\frac{24,108 - 25,444}{24,108} \cdot 100\% = 5,54\%$											

Принимая во внимание то, что невязка на всех участках сети не превышает предельно допустимой величины - 10% - аэродинамический расчет приточной системы считаем законченным.

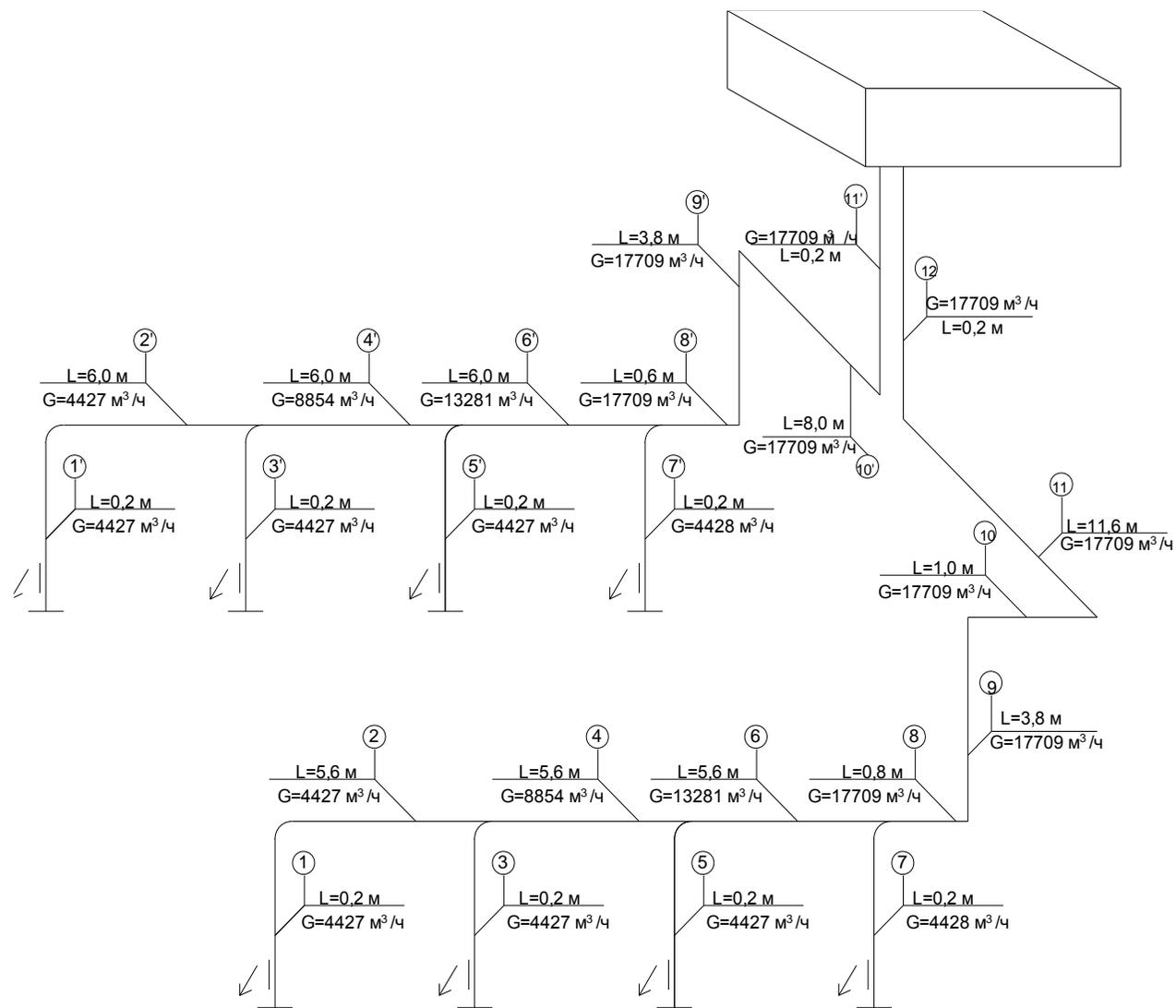


Рисунок 13- Схема подачи нагретого воздуха в помещение.

Воздуховоды выполнены из листовой оцинкованной стали круглого сечения. Круглые воздуховоды по расходу металла и трудоемкости затрат при равных аэродинамических показателях более экономичны по сравнению с прямоугольными, и поэтому [3] допускает применение прямоугольных воздуховодов только при соответствующем обосновании.

Круглые воздуховоды при одинаковой площади сечения создают меньшее аэродинамическое сопротивление, чем прямоугольные, прочнее прямоугольных при одинаковой толщине стенки и одинаковой площади поперечного сечения, требуют для изготовления на 18- 20 % меньше металла, менее трудоемки в изготовлении. Наиболее распространены в системах отопления т.к. обладают наибольшим пределом огнестойкости.

10 РАСЧЁТ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Для создания необходимого теплового режима большое значение имеет рациональное размещение нагревательных 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 установке приборов следует учитывать удобства осмотра, очистки и ремонта. Разрешается устанавливать приборы у наружных стен в нишах; глубина ниши принимается до 130 мм.

При размещении приборов под окнами вертикальная ось прибора и окна проёма должны совпадать. В жилых и общественных зданиях и бытовых помещениях промышленных предприятий разрешается смещение осей с целью уменьшения длины подводки. В этом случае стояк размещается на расстоянии (150 ± 50) мм от оконного проёма и подводку делают длиной (380 ± 20) мм; при $d_y = 25$ мм длина подводки принимается до 500 мм.

В ряде случаев разрешается ограждать приборы декоративными укрытиями. При этом необходимо учитывать возможное уменьшение теплоотдачи приборов.

Нагревательные приборы следует размещать по возможности ниже, и приборы должны быть невысокими. При высоких и коротких приборах интенсивная тепловая струя вызывает перегрев верхних зон и перемещение более холодного воздуха в рабочую зону. В высоких помещениях целесообразно использовать более высокие приборы или устанавливать их в два яруса, а иногда и в верхней зоне помещения.

При выборе вида отопительных приборов следует, прежде всего, учитывать давление в системе, качество теплоносителя, а также состав воздушной среды помещения. Принимают также во внимание назначение и архитектурно-технологическую планировку здания, особенности теплового режима помещения, длительность пребывания людей.

Отопительные приборы должны обеспечивать равномерное обогревание помещения. Вертикальные отопительные приборы следует размещать по возможности ближе к полу помещения.

Тепловой поток вертикальных приборов зависит от расположения мест подачи и отвода из них теплоносителя - воды. Теплопередача возрастает при подаче теплоносителя воды в верхнюю часть и отводе её из нижней части прибора.

В качестве нагревательных приборов установлены радиаторы чугунные секционные МС-140-98 по ГОСТ 8690-94, снабженные экранами в электрощитовой - регистры из стальных электросварных труб по ГОСТ 10704-75.

Удаление воздуха из системы отопления осуществляется через горизонтальные воздухоотборники, установленные в верхних точках системы.

Система отопления запроектирована с шаровыми кранами.

Магистральные трубопроводы и стояки системы отопления приняты из стальных водогазопроводных не оцинкованных труб по ГОСТ 3262-75.

Прокладка трубопроводов предусмотрена с минимальным уклоном 0,02 в сторону теплового узла.

Трубопроводы, проложенные в подпольном канале, изолируются теплоизоляционными трубами «Термафлекс ФРЗ Е».

Для опорожнения системы отопления в нижних точках предусмотрены штуцеры с запорными клапанами для присоединения гибких шлангов и отвода воды в канализацию.

Тепловой расчет приборов заключается в определении площади внешней нагревательной поверхности каждого прибора, обеспечивающей необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещении. Расчет производится при

температуре теплоносителя, устанавливаемой для условий выбора тепловой мощности приборов. Для теплоносителя воды – максимальная средняя температура воды в приборе, связанная с ее расходом.

Тепловая мощность прибора, т.е. его расчетная теплоотдача $Q_{пр}$, определяется теплотребностью помещения за вычетом теплоотдачи теплопроводов, проложенных в этом помещении.

Площадь теплоотдающей поверхности зависит от принятого вида прибора, его расположения в помещении и схемы присоединения к трубам. Эти факторы отражаются на значении поверхностной плотности теплового потока прибора.

Найдем расход воды, необходимый для отопления торгового зала:

$$G_{ГВС} = \frac{Q \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}{c \cdot (t_{ex} - t_{вых})} = \frac{65040 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3600}{4187 \cdot (95 - 70)} = 2350 \text{ кг/ч.} \quad (52)$$

Определяем значение комплексного коэффициента:

$$\varphi = \left(\frac{t_{cp}}{70}\right)^m \cdot \left(\frac{G}{320}\right)^k \cdot c \cdot b \cdot \psi = \left(\frac{67,5}{70}\right)^{1,15} \cdot \left(\frac{2350}{320}\right)^{0,08} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,102 = 1,239 \quad (53)$$

Определяем требуемый номинальный тепловой поток:

$$Q_{н. тр.} = \frac{Q \cdot 0,95}{\varphi} = \frac{65040 \cdot 0,95}{1,239} = 49869 \text{ Вт;} \quad (54)$$

Определим ориентировочно число секций:

$$N = \frac{Q_{н.мп}}{Q_{н.у.}} = \frac{49869}{174} = 287 \quad (55)$$

Находим минимальное количество секций:

$$N_{\min} = \left(\frac{Q_{н.мп}}{Q_{н.у.}}\right) \cdot \left(\frac{\beta_4}{\beta_3}\right) = \left(\frac{49869}{174}\right) \cdot \left(\frac{1,05}{0,98}\right) = 307 \quad (56)$$

где β_4 - поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении;

β_3 - поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе.

Конструктивно принимаем, что в приборе будет по 19 секций, таким образом, определили, что будет 16 приборов.

Гидравлический расчёт – один из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловой сети.

При проектировании в гидравлический расчёт системы отопления входят следующие задачи:

- 1) определение диаметров трубопроводов;
- 2) определение падения давления (напора);
- 3) определение давлений (напоров) в различных точках сети;
- 4) увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчёта дают следующий исходный материал:

- 1) для определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объёма работ по сооружению тепловой сети;
- 2) установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов и их размещения;
- 3) выяснения условий работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети;
- 4) выбора средств авторегулирования в тепловой сети на ЦТП, МТП и на абонентских вводах;
- 5) разработки режимов эксплуатации систем теплоснабжения.

В данном проекте предусмотрена горизонтальная двухтрубная система отопления.

Гидравлический расчет системы отопления выполняем по удельным линейным потерям давления. В этом методе исходят из принципа выбора диаметра по расходу воды.

Расход воды на систему отопления:

$$G = \frac{Q_{т/п}}{C \cdot (t_{под} - t_{обр})}, \text{ кг/ч}, \quad (57)$$

где $Q_{т/п}$ – теплопотери помещения;

c – теплоемкость воды;

$t_{под}$, $t_{обр}$ – температурный перепад воды в системе.

$$G = \frac{65040 \cdot 3600}{4187 \cdot (95 - 70)} = 2236,9 \text{ кг/ч};$$

Расход воды на прибор:

$$G_{пр} = \frac{Q_{пр}}{c \cdot (t_{под} - t_{обр})};$$

$$G_{пр} = \frac{3306 \cdot 3600}{4187 \cdot (95 - 70)} = 113,7 \text{ кг/ч};$$

В системе отопления расчетное давление для создания циркуляции воды Δp_p определяется по формуле [11]:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + 0,4\Delta p_e,$$

где Δp_n - давление, создаваемое циркуляционным насосом; Δp_e - естественное циркуляционное давление, не учитываем так как данная величина менее $0,1 \Delta p_n$ [11].

Принимаем $\Delta p_n = 6800 \text{ Па}$

Средняя удельная потеря давления на трение:

$$R_{cp} = \frac{0,65 \cdot \Delta p_p}{\sum l} = \frac{0,65 \cdot 6800}{85,4} = 51,7 \text{ Па/м}. \quad (58)$$

Гидравлический расчет циркуляционного кольца системы с попутным движением воды

$$\Delta p_{уч} = Rl + Z, \text{ Па}, \quad (59)$$

где l – длина участка, м; R – удельные линейные потери давления, Па/м; Z – потери давления в местных сопротивлениях, Па; определяются по таблицам 8.1 и 8.2 [11]

Таблица 24 - Результаты гидравлического расчета

№ уча	G , кг/ч	L , м	D , мм	ω , м/с	R , Па/м	Rl , Па	ξ	z	$Rl+z$
1	2236,90	1,2	40	0,396	60	72	3,5	304,01	376,01
2	2123,20	2,4	32	0,54	140	336	2	323,03	659,03
3	2009,50	2,4	32	0,5	120	288	2	276,94	564,94
4	1895,80	2,4	32	0,45	100	240	2	224,33	464,33
5	1782,10	2,4	32	0,43	90	216	2	204,83	420,83
6	1668,40	2,4	32	0,392	75	180	2	170,23	350,23
7	1554,70	4,12	32	0,364	60	247,2	2	146,78	393,98
8	1441,00	4,12	32	0,317	50	206	2	111,32	317,32
9	1327,30	4,12	32	0,283	40	164,8	2	88,72	253,52
10	1441,00	4,12	32	0,317	50	206	2	111,32	317,32
11	1554,70	2,4	32	0,364	60	144	2	146,78	290,78
12	1668,40	2,4	32	0,392	75	180	2	170,23	350,23
13	1782,10	2,4	32	0,43	90	216	2	204,83	420,83
14	1895,80	2,4	32	0,45	100	240	2	224,33	464,33
15	2009,50	2,4	32	0,5	120	288	2	276,94	564,94
16	2123,20	2,4	32	0,54	140	336	2	323,03	659,03
17	2236,90	18,5	40	0,396	60	1110	3,5	304,01	1414,01
									8281,62

11 АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В АГРЕГАТНОЙ СУПЕРМАРКЕТА

Из зала супермаркета с помощью вентилятора через воздуховоды поступает теплый воздух в агрегатную. В разных местах агрегатной установлены 4 термометра регистрирующих температуру в помещении. Теплый воздух в агрегатной нагревается за счет тепловыделения от компрессоров до температуры 30 °С и затем с помощью вентиляторов подается по воздуховодам на конденсаторы. На конденсаторе происходит подогрев воздуха до определенной температуры за счет охлаждения хладагента используемого для торгового холодильного оборудования. Затем горячий воздух по воздуховодам направляется в систему воздушного отопления.

Структурная схема АСР температуры в агрегатной показана на рисунке 14.

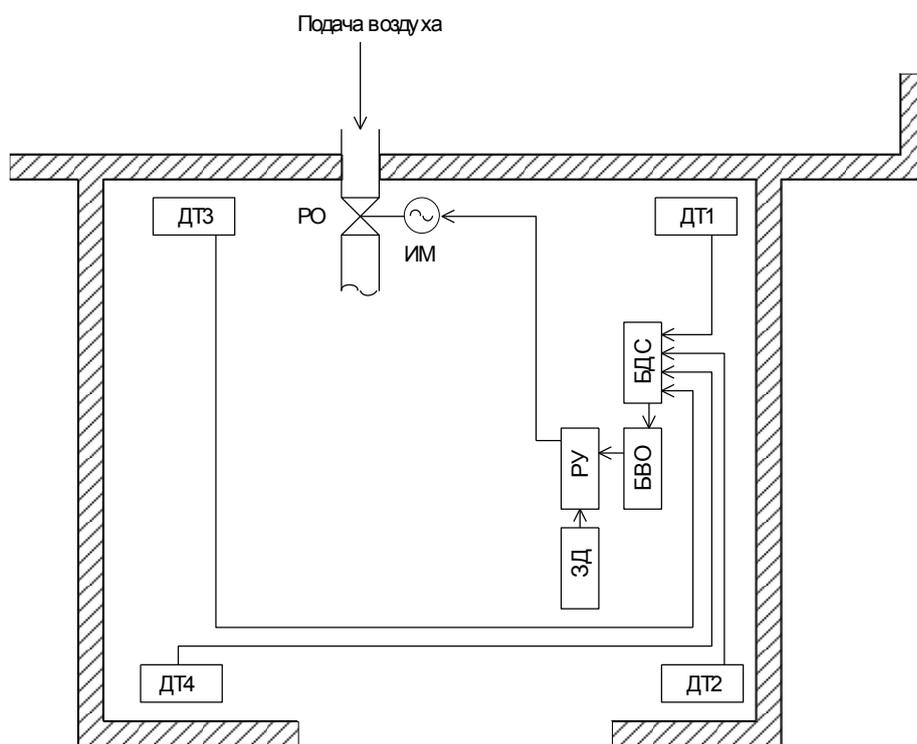


Рисунок 14- Структурная схема АСР температуры в агрегатной.

Схема работает следующим образом: 4 датчика температуры, установленные в разных точках помещения, измеряют температуру и преобразуют ее в токовый сигнал. Эти сигналы направляются в блок динамической связи (БДС), где

происходит суммирование сигналов. А затем сигнал направляется на блок вычислительных операций (БВО), где происходит деление сигнала на 4. С БВО сигнал передается на регулирующее устройство (РУ). На регулирующее устройство подается также сигнал с задатчика (ЗД). Управляющий сигнал с регулирующего устройства подается через коммутационную аппаратуру на исполнительный механизм (ИМ), который управляет регулирующим органом (РО).

Так как эта схема регулирования проста в конструкции, надежна и экономична в эксплуатации, регулирование температуры в помещении будем вести по ней.

Датчики температуры

При измерении температуры на теплоэнергетических объектах в качестве первичных преобразователей используют термопреобразователи сопротивления (ТПС) и термоэлектрические преобразователи (ТЭП). Термопреобразователи предназначены для измерения температуры газообразных и жидких неагрессивных и агрессивных сред, а также твердых тел. В настоящее время выпуск стандартных термопреобразователей освоен промышленной группой «Метран» (г. Челябинск) и заводом «Эталон» (г. Омск).

Термоэлектрические преобразователи имеют класс допуска 1, 2 или 3. При классе допуска 1 предел основной допускаемой погрешности имеет минимальное значение, а при классе допуска 3- максимальное значение.

Выходной сигнал преобразователей может быть в диапазонах 0 – 5, 4 – 20 мА.

Комплексы электрических средств регулирования

В настоящее время все приборы автоматизации выпускаются согласно системе ГСП (государственная система приборов). По виду потребляемой энергии

регуляторы непрямого действия подразделяются на три больших класса: электрические, пневматические и гидравлические.

Электрические автоматические регуляторы применяются для регулирования на невзрывоопасных объектах, при больших расстояниях от пункта управления до объекта регулирования.

Пневматические автоматические регуляторы, в отличие от электрических, устанавливаются во взрыво- и пожароопасных зонах. Их основными достоинствами является простота всех элементов регулятора, простота в обслуживании и наладке. К недостаткам пневматических регуляторов можно отнести: ограничения на линии связи, необходимость в специальном источнике питания систем пневматики сжатым воздухом, большая инерционность элементов пневмоавтоматики и линий связи.

Основываясь на выше изложенных данных и опыта эксплуатации автоматических регуляторов, выбираем электрические регуляторы, которые не требуют специального источника питания и позволяют устанавливать их на большие расстояния от пункта управления до объекта регулирования.

При автоматизации технологических процессов широкое применение получили промышленные контроллеры ТРАССА-500.

Основное назначение контроллера полевого ТРАССА-500 - построение высокоэффективных систем автоматизации территориально-рассредоточенных, протяженных или небольших объектов.

Контроллер полевой ТРАССА-500 обеспечивает оптимальное соотношение производительность/стоимость одного управляющего или информационного канала, однородность аппаратуры автоматики на предприятии, уменьшает затраты на ЗИП, обучение персонала и т.п.

Основные области применения контроллера - системы автоматизации технологических объектов широкого класса отрасли теплоснабжения (ТЭЦ, тепловые сети, тепловые пункты, системы отопления зданий).

Контроллер ориентирован на построение недорогих систем различной алгоритмической и информационной (число каналов) сложности: макро -систем

(до 3840 каналов); миди – систем (64 – 128 каналов); мини – систем (16 – 64 каналов); систем малой, локальной автоматики (бесконтактная релейная логика).

Контроллер ТРАССА-500 предназначен для решения следующих типовых задач автоматизации:

- сбор информации с датчиков различных типов и ее первичная обработка (фильтрация сигналов, линеаризация характеристик датчиков, "офизичивание" сигналов и т.п.);
- выдача управляющих воздействий на исполнительные органы различных типов;
- контроль технологических параметров по граничным значениям и аварийная защита технологического оборудования;
- регулирование прямых и косвенных параметров по различным законам;
- логическое, программно-логическое управление технологическими агрегатами, автоматический пуск и останов технологического оборудования;
- математическая обработка информации по различным алгоритмам;
- регистрация и архивация технологических параметров;
- технический учет материальных и энергетических потоков (электроэнергия, тепло) различными участками производства;
- обмен данными с другими контроллерами в рамках контроллерной управляющей сети реального времени;
- аварийная, предупредительная и рабочая сигнализация, индикация значений прямых и косвенных параметров;
- обслуживание станций технолога-оператора, прием и исполнение их команд, аварийная, предупредительная и рабочая сигнализация, индикация значений прямых и косвенных параметров, выдача значений параметров и различных сообщений на пульт технолога-оператора и ПЭВМ верхнего уровня;
- обслуживание технического персонала при наладке, программировании, ремонте, проверке технического состояния контроллера;

- самоконтроль и диагностика всех устройств контроллера в непрерывном и периодическом режимах, вывод информации о техническом состоянии контроллера обслуживающему персоналу.

Отличительные особенности:

- распределенная интеллектуальная система ввода-вывода;
- функционально-децентрализованная архитектура;
- высокие динамические качества;
- проектно-компонованный состав (масштабирование с точностью до одного канала);
- высокие базовые уровни надежности и живучести;
- возможности резервирования;
- настройка и контроль блоков, осуществляемые как дистанционно, так и автономно;
- наличие интерфейса с пультом технолога-оператора;
- наличие средств связи контроллера с верхним уровнем;
- возможности программирования технологической программы пользователя (ТПП).

- применение стандартных средств, обеспечивающих системную и программную совместимость контроллеров как с контроллерами КРОСС-500, Р-130ISa, так и с изделиями других фирм.

- особенности конструкции, обеспечивающие гибкие возможности по географическому расположению устройств контроллера в любом конструктиве.

Разработка функциональной схемы контроля и автоматического регулирования технологического объекта.

Функциональная схема АСР температуры в агрегатной, приведена на рисунке 15.

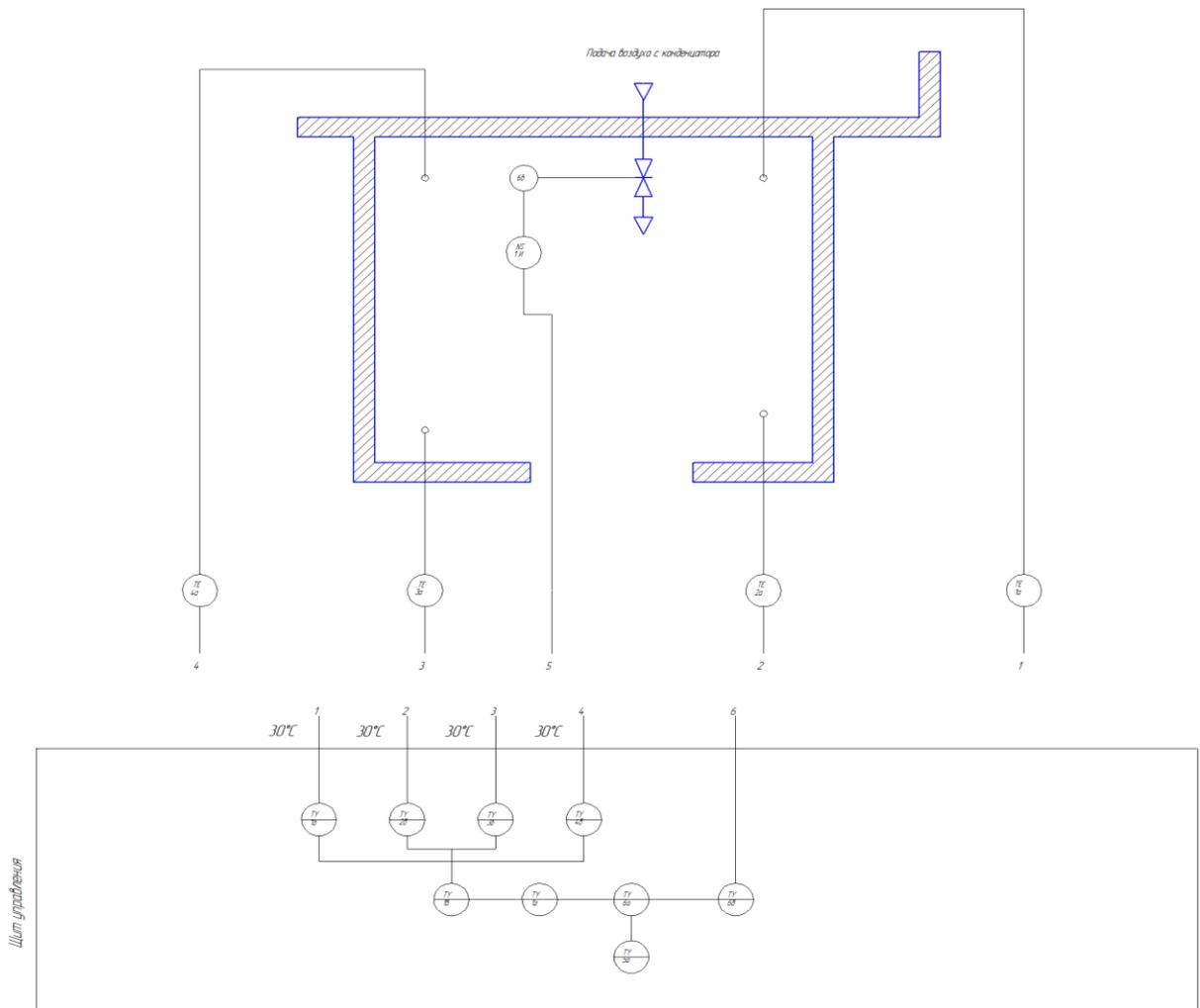


Рис.15

Функциональная схема выполнена по первому способу, с изображением приборов по ГОСТ 21.404-85.

Разработка заказной спецификации на приборы и средства контроля регулирования.

Заказные спецификации в проектах систем используют для:

- составления заказных ведомостей (спецификаций);
- чтения проектной документации;
- подготовки и организации монтажных работ;
- составления локальных смет.

Заказная спецификация на приборы и средства контроля температуры приведена в таблице 25 данного проекта.

Таблица 25-Заказная спецификация средств измерения

№ Поз.	Наименование и техническая характеристика приборов и средств автоматизации, завод изготовитель	Тип и марка приборов	Кол-во
1	2	3	4
1а, 2а, 3а, 4а	Преобразователь термоэлектрический, НСХ L (ХК), монтажная длина 500 мм, класс допуска 2, количество чувствительных элементов 1, ПГ «Метран», г. Челябинск.	ТХК- Метран- 202-01-500- 2-1	4
1б, 2б, 3б, 4б	Преобразователь измерительный нормирующий, НСХ L (ХК), диапазон измеряемых температур 0...600 °С, выходной сигнал 0...20 мА, класс точности 0,25, ПГ «Метран», г. Челябинск.	Ш9322-0- 03-2-1	4
1в	Блок динамической связи, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	БДС	1
1г	Блок вычислительных операций, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	БВО-2	1
6а	Устройство регулирующее, входной сигнал 0...5 мА, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	РП4-Т-М1	1
5а	Задатчик ручной, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	РЗД-22	1
6б	Блок ручного управления, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	БРУ-22	1
1и	Пускатель бесконтактный реверсивный, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	ПБР-3А	1
1в	Механизм электрический прямоходный с номинальным усилием на выходе штока 18000 Н, номинальное значение времени полного хода штока 170 с, номинальное значение полного хода штока 170 мм, ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары.	МЭП 18000/170- 170-02	1

В результате проделанной работы выбрали автоматическую систему регулирования температуры, удовлетворяющую техническим требованиям работы оборудования, а именно обеспечение надежной и экономичной работы объекта. АСР температуры, осуществлена на приборах системы «ТРАССА-500».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы был произведен подбор основного оборудования и его комплектующих, обеспечивающих бесперебойную работу торгового холодильного оборудования. Помимо этого в дипломной работе был произведен расчет системы отопления зала супермаркета. Для расчета отопления был составлен тепловой баланс помещения. Найдены потери через ограждающие конструкции, которые в сумме составили $Q=65040$, Вт. Для того, чтобы компенсировать потери тепла, проектируем систему воздушного отопления с использованием теплого воздуха забираемого с конденсаторов торгового холодильного оборудования. Также в работе была представлена схема системы отопления в аксонометрии, по которой в дальнейшем будет осуществляться ее монтаж.

При расчете воздушного отопления было установлено, что использования тепла с 2-х конденсаторов будет достаточно для покрытия тепловых потерь здания. Для подачи нагретого воздуха в помещение был произведен наиболее оптимальный вариант подбора воздухопроводов обладающий хорошим сочетанием цены и качества и удовлетворяющий требуемым стандартам использования воздухопроводов для систем воздушного отопления.

В разделе "Безопасность и экологичность проекта" был произведен анализ вредных факторов при проектировании проекта данной системы отопления. Помимо этого были даны рекомендации по охране здоровья людей при работе в качестве проектировщиков торгового холодильного оборудования.

В разделе "Автоматизация" рассмотрена АСР температуры воздуха в агрегатной супермаркета, составлена функциональная схема и разработана заказная спецификация на приборы и средства контроля регулирования.

В экономической части работы были найдены приведенные затраты для 2-х вариантов систем отопления и выбран лучший. Наиболее экономичным вариантом отопления супермаркета оказалось воздушное отопление с

использованием теплосъёма с конденсаторов торгового холодильного оборудования.

Принимая во внимание тот факт, что использование для отопления воздуха обеспечивает пожарную безопасность и улучшает санитарно-гигиеническое состояние помещений, причем имеется возможность полного устранения отопительных приборов и то, что по капитальным вложениям местная система воздушного отопления имеет преимущество по сравнению с водяным отоплением, принято решение оборудовать супермаркет воздушно-отопительными агрегатами.

CONCLUSION

As a result of this work was produced by the selection of capital equipment and component parts to ensure smooth operation of commercial refrigeration equipment. In addition, the research paper was calculated heating hall supermarket. To calculate the heating heat balance was made up of the room. Found loss through the building envelope, which together accounted for $Q = 65040, W$. In order to compensate for the loss of heat, air heating system design using warm air intake with capacitors of commercial refrigeration equipment. Also presented in the diagram of the heating system in perspective, for which hereinafter will be its installation.

In calculating the air heating has been found that the use of heat from the capacitor 2 will be sufficient to cover the thermal loss of a building. For supplying heated air to the room was made the best option selection duct has a good combination of price and quality and meets the required standards for the use of air-air heating systems.

In the "Safety and environmental project" was analyzed harmful factors in the design of the project of the heating system. In addition, recommendations were made to protect the health of people at work as designers of commercial refrigeration equipment.

In the "Automation" considered ACP temperatures in aggregate supermarket, composed functional circuit and developed customized specifications for instrumentation and controls regulation.

In the economic part of the work were found reduced expenditures for 2 heating options and choose the best. The most economical option of heating the supermarket was forced-air heating with heat removal from the condensers of commercial refrigeration equipment.

Taking into account the fact that the use of air for heating provides fire safety and improve the sanitary conditions of premises, and it is possible to eliminate heating devices and the fact that capital expenditure local air heating system has an advantage over a water heater, a decision equip supermarket air-heating units.

