

Выпускная квалификационная работа – проект холодильной установки распределительного холодильника емкостью 4500 т в городе Прокопьевске Кемеровской области содержит разработанную схему холодильной установки. Схема аммиачная компаундная на две температуры кипения.

В пояснительной записке представлен раздел технико-экономического обоснования проектирования распределительного холодильника, выбора системы охлаждения и температурных режимов работы холодильной установки. Разработана планировка холодильника, компрессорного цеха и вспомогательных помещений, на основе теплового расчета подобрано современное холодильное оборудование.

В специальной части рассмотрены вопросы использования естественного холода в системе охлаждения холодильника.

Выполнена автоматизация холодильной установки, с выбором соответствующей схемы, подбор современных приборов контроля, регулирования, сигнализации и защиты.

В разделе электроснабжения предприятия произведен расчет токов, а также выбраны кабели для питания оборудования.

Произведен комплексный анализ потенциальных опасностей и вредностей в компрессорном цехе. Намечены общетехнические специальные и организационные мероприятия по созданию безопасных и безвредных условий труда, описаны противопожарные меры, принимаемые для безопасности компрессорного цеха.

В проекте произведен расчет основных технико-экономических показателей.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время холод стал неперенным элементом современного быта, область его использования широка. Трудно представить жизнь крупных городов, развитие пищевой промышленности (молочной, мясной, рыбной и т.д.) и торговли без холодильных машин различной мощности. С помощью холода осуществляется кондиционирование воздуха в производственных и бытовых помещений. Даже развитие спорта потребовало применения холода для создания искусственных катков [38].

Холодильная техника в настоящее время представляет собой высокоразвитую отрасль промышленности, способную удовлетворить самые разнообразные требования, возникающие в связи с необходимостью отводить теплоту от различных объектов при температурах ниже температуры окружающей среды [12, 38].

Не менее 40% производимой продукции необходимо подвергать холодильной обработке в целях предотвращения ее порчи, а также для хранения, транспортировки и реализации продукции [12].

Производство искусственного холода и осуществление различных технологических процессов при этих температурах, по мнению ведущих специалистов отрасли [11, 12] находят все расширяющееся применение во многих отраслях народного хозяйства. Развитие некоторых отраслей нельзя представить без применения искусственного холода. В пищевой промышленности холод обеспечивает длительное сохранение скоропортящихся продуктов; так как именно из-за недостаточного использования холода в мире теряется в среднем 25% произведенных пищевых продуктов. Применение холода позволяет изготавливать пищевые продукты с новыми вкусовыми свойствами (мороженое, замороженные соки), хранить готовые кулинарные изделия и полуфабрикаты в замороженном виде (лари морозильные и холодильные витрины различных видов). Широко применяется искусственный холод для перевозки пищевых продуктов на различных видах транспорта, в современных крупных оптовых и розничных торговых сетях, а также в других отраслях народного хозяйства [12].

Задачей данного проекта является разработка холодильной установки распределительного холодильника емкостью 4500 т в городе Прокопьевске Кемеровской области, при этом необходимо уделить внимание снижению удельных капитальных затрат на строительство и монтаж холодильного оборудования.

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

1 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА

В данном дипломном проекте разработан проект холодильной установки распределительного холодильника емкостью 4500 т. в городе Прокопьевске Кемеровской области

По данным [39] Прокопьевск — город (с 1931 г.) в Кемеровской области Российской Федерации, центр городского округа «Город Прокопьевск».

Население 198438 человек по данным на 2016 г.

Город расположен в предгорьях Салаирского кряжа на реке Аба, в 269 км к югу-востоку от Кемерово. Прокопьевск находится в умеренном климатическом поясе, климат континентальный. Среднегодовая температура воздуха +0,9 С°. Средняя скорость ветра 3,5 м/с. Относительная влажность воздуха теплого периода 66 %. Преобладающее направление ветра юго-западное [39].

Железнодорожная станция «Прокопьевск» принимает поезда, следующие из Новокузнецка и обратно, а также пригородные электропоезда Прокопьевск-Белово, Прокопьевск-Новокузнецк, Белово-Новокузнецк.

Прокопьевск входит в число городов Кузбасса, имеющих чётко выраженную специализацию на добычу и обогащение угля, т. е. обладает моноструктурной экономикой, зависящей от сырьевой базы. По данным [39] город является одним из основных центров добычи коксующегося угля в Кузбассе и в России. В нём было 16 угольных шахт, больше половины из которых теперь закрыты. В советское время в городе работали такие предприятия как: «Дрожжевой завод», «Табачная фабрика», швейная фабрика «Горнячка», «Фарфоровый завод», Завод «КПДС», «Пивзавод», «Молочный завод». В настоящее время все эти предприятия закрыты. Несколько угольных предприятий на Ерунаковско-Соколовском месторождении открыты взамен закрывшихся шахт, которые работают на территории Прокопьевского района и отчисляют деньги в его бюджет.

В городе продолжают работать машиностроительные заводы: «Электромашина» (создан на базе эвакуированного из Харькова во время войны машиностроительного завода ХЭМЗ и Воронежского завода машин постоянного тока), ООО «Прокопьевский завод Электроаппарат», механический, продовольственного машиностроения, ремонтно-трамвайный, 2 кирпичных завода, рудоремонтный завод. В 2009 году открыта первая очередь вагоноремонтного завода «Новотранс» [39].

Для поддержки и развития малого бизнеса и предпринимательства в городе создан муниципальный Фонд поддержки и развития [39].

Создание предприятий пищевой перерабатывающей промышленности является одним из перспективных направлений развития форм малого и среднего бизнеса и способствует уходу от моноструктурной экономики города.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Распределительные холодильники предназначены для равномерного обеспечения городов и промышленных центров продуктами питания, производство которых носит сезонный характер, в течении всего года [9].

Сохранение качества продуктов и сокращение его потерь зависит от технического уровня холодильного предприятия, его оснащенности современным оборудованием и применением прогрессивных способов хранения пищевых продуктов [9, 12].

По данным [11, 12] в охлаждаемых помещениях распределительного холодильника необходимо поддерживать определенные температурные режимы:

— при хранении замороженных продуктов: $t_{кам} = -20^{\circ}\text{C}$;

— при охлаждении и хранении охлажденной продукции: $t_{кам} = 0^{\circ}\text{C}$.

Предполагается, что необходимые температурные режимы в камерах распределительного холодильника будут поддерживаться с помощью аммиачной компаундной системы с нижней подачей в приборы охлаждения.

В проекте предполагается получить дополнительный эффект за счет установки винтовых маслозаполненных компрессоров. Они имеют следующие преимущества по сравнению с поршневыми: отсутствие клапанов, поршневых колец, отсутствие сопрягаемых быстроизнашивающихся деталей, исключается гидравлический удар. Благодаря этому увеличивается срок службы компрессора.

Так как все продукты, подвергающиеся термообработке, упакованы, то в проектируемой установке применяются воздухоохладители. Они характеризуются более равномерным распределением температуры и влажности по объему камеры, большей скоростью движения воздуха, благодаря чему сокращается продолжительность термообработки и увеличивается производительность камер [12].

В схеме предполагается использовать испарительный конденсатор. Такие конденсаторы обладают рядом преимуществ: малый расход свежей воды, небольшое потребление электроэнергии, малая вместимость по хладагенту [12].

В систему воздухоотделения предполагается включить автоматический аппарат с периодическим процессом удаления воздуха производства фирмы Grasso [11]. Особенностью воздухоотделителя является то, что процесс разделения смеси аммиака и неконденсирующихся газов происходит в теплообменнике – испарителе малой хладоновой холодильной установки.

В качестве строительных конструкций предполагается использовать трехслойные панели типа «Сэндвич» с утеплителем из негорючей базальтовой ваты типа «ROCKWOOL» [29] от западноевропейских производителей. Предполагается, что принятые типы оборудования будут наиболее эффективны и экономически выгодны для проектируемого холодильника в городе Прокопьевске.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

2 КОНСТРУКТОРСКО–ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Расчет и выбор планировки холодильника

Распределительный холодильник состоит из следующих основных частей: охлаждаемого склада, включающего холодильные камеры с теплоизолированными наружными ограждениями, блока служебных помещений и машинного отделения, а также автомобильной и железнодорожной платформы, примыкающих к охлаждаемому складу с южной и северной сторон соответственно.

Принимаем одноэтажную планировку холодильника. Преимущества одноэтажного холодильника, согласно данным [12], – высокий уровень механизации погрузочно–разгрузочных работ, позволяющих значительно уменьшить стоимость проведения грузовых работ. Использование сэндвич-панелей в качестве строительных конструкций позволяет сократить время строительства [20].

Размер сетки колонн в охлаждаемом помещении 6×12 м, в компрессорном цехе 6×12 , ширина транспортного коридора составляет 6 м.

Основную площадь холодильника занимают камеры хранения замороженной продукции – 65%, камеры хранения охлажденной продукции – 35% от общей ёмкости холодильника [11].

Ёмкость камер охлаждения и хранения охлажденной продукции, $E_{\text{кам.хр.охл.прод. т.}}$, определяем по формуле [9]:

$$\begin{aligned} E_{\text{кам.хр.охл.прод.}} &= 35\% \cdot E_{\text{хол}}, & (2.1) \\ E_{\text{кам.хр.охл.прод.}} &= 0,35 \cdot 4500 = 1500 \end{aligned}$$

Ёмкость камер хранения замороженной продукции $E_{\text{кам.хр.зам.прод.}}$, т, определяем по формуле [9]:

$$\begin{aligned} E_{\text{кам.хр.зам.прод.}} &= 65\% \cdot E_{\text{хол}}, & (2.2) \\ E_{\text{кам.хр.зам.прод.}} &= 0,65 \cdot 4500 = 3000 \end{aligned}$$

Грузовой объем камер хранения охлажденной продукции, $V_{\text{гр.кам}}$, определяем по формуле [9]:

$$\begin{aligned} V_{\text{гр.кам.}} &= \frac{E_{\text{кам.хр.}}}{q_v}, & (2.3) \\ V_{\text{гр.кам.}} &= \frac{1500}{0,35} = 4285,7 \end{aligned}$$

						Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $q_v = 0,35 \text{ т/м}^3$, норма загрузки единицы объема.

Грузовая площадь камер охлаждения и хранения продуктов $F_{гр.хр.охл.прод.}$, м^2 , определяем по формуле [9]:

$$F_{гр.хр.охл.прод.} = \frac{V_{гр.хр.охл.прод.}}{h_{гр.}}, \quad (2.4)$$

где $h_{гр.}$ – грузовая высота камеры, м;

$$F_{гр.хр.охл.прод.} = \frac{4285,7}{5,5} = 779,2$$

Строительная площадь камер охлаждения и хранения продуктов $F_{ст.хр.охл.прод.}$, м^2 , определяем по формуле [9]:

$$F_{ст.хр.охл.прод.} = \frac{F_{гр.хр.охл.прод.}}{\beta}, \quad (2.5)$$

где β – коэффициент использования строительной площади камеры.

$$F_{ст.хр.охл.прод.} = \frac{779,2}{0,85} = 916,7$$

Число строительных прямоугольников n , определяем по формуле [9]:

$$n = \frac{F_{ст.хр.охл.прод.}}{f}, \quad (2.6)$$

где f – строительная площадь одного прямоугольника при принятой сетке колонн, м^2 .

$$n = \frac{916,7}{72} = 12,7$$

Принимаем 13 строительных прямоугольников.

Грузовой объем камер хранения замороженной продукции, $V_{гр.хр.зам.прод.}$, определяем по формуле (2.3):

$$V_{гр.хр.зам.прод.} = \frac{3000}{0,35} = 8571,42$$

						Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Грузовая площадь камер хранения замороженных продуктов $F_{гр.хр.зам.прод...}$ м², определяем по формуле (2.4):

$$F_{гр.хр.зам.прод.} = \frac{8571,42}{5,5} = 1558,44 .$$

Строительная площадь камер хранения замороженных продуктов $F_{ст.хр.зам.прод...}$ м², определяем по формуле (2.5):

$$F_{ст.хр.зам.прод.} = \frac{1558,44}{0,85} = 1833,5 .$$

Число строительных прямоугольников n , определяем по формуле (2.6):

$$n = \frac{1833,5}{72} = 25,5 .$$

Принимаем 25 строительных прямоугольников.

Длину автомобильной платформы L_a , м, рассчитаем по формуле [10]:

$$L_a = n_a \cdot b_a \cdot \psi_{пер} \cdot m \cdot \tau / 8, \quad (2.7)$$

где n_a – число автомашин, которые должны прибывать за сутки;

b_a – ширина кузова автомашины, м, $b_a = 3$ м;

$\psi_{пер}$ – доля от общего числа машин, прибывающих в течении первой смены, $\psi_{пер} = 0,6$;

m – коэффициент неравномерности поступления автомобилей, $m = 1,1$;

τ – время загрузки или разгрузки одного автомобиля, $\tau = 0,75$ ч.

Число автомашин, которые должны прибывать за сутки рассчитаем по формуле [9]:

$$n_a = G_a / (g_a \cdot \eta_{исп}), \quad (2.8)$$

где G_a – суточное количество прибывающих и выпускаемых грузов, тонн;

g_a – грузоподъемность автомобиля, $g_a = 3$ т;

$\eta_{исп}$ – коэффициент использования грузоподъемности автомобиля, $\eta = 0,5$.

						Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Максимальное количество груза в сутки, перевозимого из холодильника G_a автомобильным транспортом, т, рассчитаем по формуле [9]:

$$G_a = n \cdot G_{\text{пост}} + m \cdot G_{\text{вып}} \quad (2.9)$$

где $G_{\text{пост}}$ - суточное поступление грузов, т/сут;

$G_{\text{вып}}$ - суточный выпуск грузов, т/сут;

Суточное поступление грузов, т/сут определяем по формуле [9]:

$$G_{\text{пост}} = E_{\text{хол}} \cdot B \cdot m_{\text{пост}} / 365, \quad (2.10)$$

где E – емкость холодильника, тонн;

B – оборачиваемость, $B = 5$;

$m_{\text{пост}}$ – коэффициент неравномерности поступления груза, $m_{\text{пост}} = 2$.

$$G_{\text{пост}} = 4500 \cdot 5 \cdot 2 / 365 = 123,3$$

Суточный выпуск грузов, т/сут определяем по формуле [9]:

$$G_{\text{вып}} = E_{\text{хол}} \cdot B \cdot m_{\text{вып}} / 253, \quad (2.11)$$

где $m_{\text{вып}}$ – коэффициент неравномерности выпуска груза, $m_{\text{вып}} = 1,1$;

$$G_{\text{вып}} = 4500 \cdot 5 \cdot 1,1 / 253 = 97,8.$$

$$G_a = 0,8 \cdot 123,3 + 0,7 \cdot 97,8 = 167,1$$

$$n_a = 167,1 / (3 \cdot 0,5) = 111,4.$$

Принимаем $n_a = 112$ автомобиля в сутки.

$$L_a = 112 \cdot 3 \cdot 0,6 \cdot 0,75 \cdot 1,1 / 8 = 26$$

Принимаем длину автомобильной платформы $L_a = 26$ м.

Длину железнодорожной платформы $L_{\text{жд}}$, м, рассчитываем по формуле [9]:

$$L_{\text{жд}} = \frac{n_{\text{ваг}} \cdot l_{\text{ваг}} \cdot m_{\text{ваг}}}{\Pi}, \quad (2.12)$$

где $n_{\text{ваг}}$ – число вагонов, которые должны прибывать за сутки;

$l_{\text{ваг}}$ – длина вагона, м, $l_{\text{ваг}} = 22$ м;

$m_{\text{ваг}}$ – коэффициент неравномерности подачи вагонов, $m = 1,5$;

						Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Π - число подач вагонов в сутки, $\Pi=2$.

Число вагонов $n_{ваг}$, шт., которые должны прибывать за сутки рассчитаем по формуле [9]:

$$n_{ваг} = \frac{G_{жд}}{g_{ваг}}, \quad (2.13)$$

где $G_{жд}$ - максимальное количество груза в сутки, перевозимого из холодильника, тонн;

$g_{ваг}$ - грузоподъемность вагона, $g_{ваг} = 40$ тонн.

Максимальное количество груза в сутки, поступающего в холодильник по железной дороге $G_{жд}$, т, рассчитаем по формуле [9] :

$$G_{жд} = (1 - n)G_{пост} + (1 - m)G_{выт}, \quad (2.14)$$

$$G_{жд} = 0,2 \cdot 123,3 + 0,3 \cdot 97,8 = 54,$$

$$n_{ваг} = \frac{54}{40 \cdot 0,75} = 1,8$$

принимаем $n_{ваг} = 2$ вагона в сутки.

$$L_{жд} = \frac{2 \cdot 22 \cdot 1,5}{1} = 66$$

Принимаем длину железнодорожной платформы такой, чтобы железнодорожная платформа могла вместить за один раз секцию, состоящую из пяти вагонов, то есть $L_{жд} = 114$ м.

2.2 Выбор строительной конструкции здания и расчет толщины теплоизоляционного слоя ограждений

Принимаем, что здание холодильника - каркасного типа из сэндвич-панелей МВП [29]; колонны - металлический квадратный прокат сечением 200×200 мм ГОСТ 1133-71, двутавровые балки стальные горячекатаные высотой 600 мм. Высота камер до низа балки 6 м. Покрытие бесчердачного типа. Полы с проветриваемым подпольем [11].

Для расчета толщины теплоизоляционного слоя ограждений необходимо знать температуру воздуха внутри камер, а для наружных стен - еще и среднегодовую температуру наружного воздуха. Среднегодовую температуру наружного воздуха принимаем для г. Прокопьевска равной $0,8$ °С.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

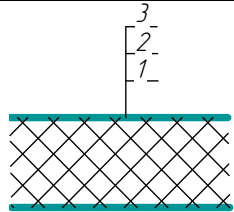
Толщину теплоизоляционного слоя ограждения рассчитываем для всех камер.

Чем больше значение коэффициента теплопередачи k_0 ограждения, тем больше теплоты будет проникать в охлаждаемый объем холодильника. Это приводит к необходимости в более мощной а, следовательно, и более дорогой холодильной установке. Уменьшить теплоприток можно путем уменьшения значения k_0 , что достигается применением более эффективной теплоизоляции или увеличением ее толщины [12, 20].

2.2.1 Покрытие охлаждаемых камер

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию покрытия в камере хранения мороженой продукции. Состав покрытия показан в таблице 2.1. Требуемый коэффициент теплопередачи покрытия $k_0^{mp}=0,22$ Вт/(м²·К), [9]. Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем $\alpha_в=9$ Вт/(м²·К), $\alpha_н=23$ Вт/(м²·К), [9, 11].

Таблица 2.1- Состав покрытия охлаждаемых помещений

Конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² ·К/Вт
	1	Металлический лист	0,003	42	$1,4 \times 10^{-4}$
	2	Теплоизоляция МВП панели	Требуется определить	0,034	
	3	Металлический лист	0,003	42	

Необходимую толщину теплоизоляционного слоя $\delta_{из}^{mp}$, м, рассчитаем по формуле [9]:

$$\delta_{из}^{mp} = \lambda \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) \right) \quad (2.15)$$

где $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности изоляционного слоя конструкции, Вт/(м·К);

k_0^{mp} - требуемый коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

α_n - коэффициент теплоотдачи с наружной стороны ограждения, Вт/(м²·К);

δ_i - толщина i-го слоя конструкции ограждения, м;

λ_i - коэффициент теплопроводности i-го слоя конструкции ограждения, Вт/(м·К);

$\alpha_в$ - коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения, Вт/(м²·К).

Так как сэндвич-панели кроме теплоизоляции состоят из двух металлических листов толщиной 3 мм, то при расчетах величиной $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ пренебрегаем.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,034 \left(\frac{1}{0,22} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,165.$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 200 мм [29]. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой определяем действительное значение коэффициента теплопередачи k_0^d Вт/(м²·К) по формуле [9]:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) + \frac{\delta_{из.д.}}{\lambda_{из}}} \quad (2.16)$$

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,2}{0,034}} = 0,18$$

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в таблицу 2.6

						Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.2.2 Полы охлаждаемых помещений

Теплоизоляцию полов всех камер принимаем одинаковой. Состав пола показан в таблице 2.2. В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию пола в камерах хранения мороженных продуктов $t_g = -20^\circ\text{C}$.

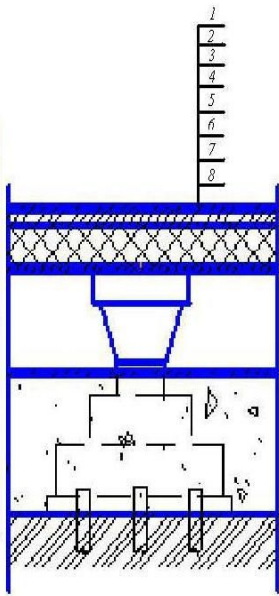
Требуемый коэффициент теплопередачи пола $k_0^{mp} = 0,22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, [9].

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции) принимаем по таблице 2.2.

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,097 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопроводности изоляционного слоя конструкции принимаем по таблице 2.2 $\lambda_{из} = 0,034 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

Таблица 2.2 - Состав пола охлаждаемых помещений [11]

Конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
	1	Монолитное бетонное покрытие из тяжелого бетона	0,040	1,86	0,097
	2	Цементно-песчаный раствор	0,025	0,98	
	3	Армобетонная стяжка	0,080	1,86	
	4	Теплоизоляция ППУ плиты «Регент»	Требуется определить	0,041	
	5	Пароизоляция пергамин	0,001	0,15	
	6	Железобетонная плита перекрытия	0,035	2,04	
	7	Проветриваемое подполье	0,5÷0,7	-	
	8	Бетонная подготовка под фундамент	Не учитывается	-	

Требуемую толщину изоляционного слоя $\delta_{из}^{mp}$, м, рассчитаем по формуле (2.15):

$$\delta_{из}^{mp} = 0,041 \left(\frac{1}{0,22} - \left(\frac{1}{23} + 0,097 + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,176$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 200 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой то определяем действительное значение коэффициента теплопередачи k_0^{δ} , Вт/(м²·К), по формуле (2.15):

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(0,097 + \frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,2}{0,041}} = 0,18$$

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в таблицу 2.6

2.2.3 Внутренние стены

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию внутренних стен в камерах хранения мороженных продуктов $t_g = -20^{\circ}\text{C}$.

Принимаем, что стены между охлаждаемыми помещениями и грузовым коридором выполнены из сэндвич-панелей марки МВП [29]. Состав внутренних стен приведен в таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Состав внутренних стен охлаждаемых помещений [11]

Конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² ·К/Вт
	1	Металлический лист	0,003	42	1,4 × 10 ⁻⁴
	2	Теплоизоляция МВП панели	Требуется определить	0,034	
	3	Металлический лист	0,003	42	

Требуемую толщину изоляционного слоя $\delta_{из}^{mp}$, м, рассчитаем по формуле (2.15):

$$\delta_{из}^{mp} = 0,034 \left(\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{8} \right) \right) = 0,114$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 150 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой то определяем действительное значение коэффициента теплопередачи k_0^{δ} , Вт/(м²·К), по формуле (2.16):

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,15}{0,034}} = 0,26$$

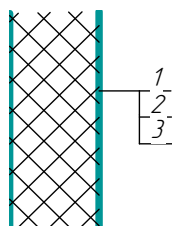
Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в таблицу 2.6.

2.2.4 Внутренние перегородки

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию перегородок в камерах хранения мороженных продуктов $t_g = -20^{\circ}\text{C}$.

Принимаем, что все внутренние перегородки между камерами выполнены из сэндвич-панелей марки МВП [29]. Толщину теплоизоляционного слоя принимаем в зависимости от температур в камерах разделяемых перегородкой. Состав перегородок приведен в таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Состав перегородок охлаждаемых помещений

Конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² ·К/Вт
	1	Металлический лист	0,003	42	1,4 × 10 ⁻⁴
	2	Теплоизоляция МВП панели	Требуется определить	0,034	
	3	Металлический лист	0,003	42	

Требуемую толщину изоляционного слоя $\delta_{из}^{mp}$, м, рассчитаем по формуле (2.15):

$$\delta_{из}^{mp} = 0,034 \left(\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,05$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 50 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой то определяем действительное значение коэффициента теплопередачи k_0^{δ} , Вт/(м²·К), по формуле (2.16):

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,05}{0,034}} = 0,58$$

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в таблицу 2.6.

2.2.5 Наружные стены

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию наружных стен в камерах хранения мороженных продуктов $t_g = -20^{\circ}\text{C}$.

Принимаем, что все наружные стены выполнены из сэндвич-панелей марки МВП [29]. Состав наружных стен приведен в таблице 2.5.

Таблица 2.5 - Состав наружных стен охлаждаемых помещений

Конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, м ² ·К/Вт
	1	Металлический лист	0,003	42	1,4 × 10 ⁻⁴
	2	Теплоизоляция МВП панели	Требуется определить	0,034	
	3	Металлический лист	0,003	42	

Требуемую толщину изоляционного слоя $\delta_{из}^{mp}$, м, рассчитаем по формуле (2.15):

$$\delta_{из}^{mp} = 0,034 \left(\frac{1}{0,23} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,157$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 200 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой то определяем действительное значение коэффициента теплопередачи k_0^{∂} , Вт/(м²·К), по формуле (2.16):

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,2}{0,034}} = 0,18$$

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 - Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций

Ограждения	$t_e, ^{\circ}C.$	Коэффициент теплоотдачи Вт/(м ² ·К)		Толщина теплоизоляционного слоя, мм		Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	
		α_e	α_n	$\delta_{из}^{mp}$	$\delta_{из}^{\partial}$	k_0^{mp}	k_0^{∂}
Наружные стены камер №1,2,3	-20	9	23	0,157	0,2	0,23	0,18
Внутренние стены камер №1,2,3	-20	9	8	0,114	0,15	0,28	0,26
Перегородка камер №3 и 4	-20/0	9	9	0,115	0,15	0,28	0,26
Наружные стены камер №4,5,6	0	9	23	0,1	0,1	0,4	0,4
Внутренние стены Камер №4,5,6	0	9	8	0,065	0,1	0,47	0,33

Продолжение таблицы 2.6

Внутренняя стена экспедиции №7	4	8	8	0,05	0,05	0,58	0,58
Наружная стена экспедиции №7	4	8	23	0,1	0,1	0,35	0,35
Перегородки камер № 1 и 2	-20	9	9	0,05	0,05	0,58	0,58
Перегородки камер № 4,5,6	-20	9	9	0,05	0,05	0,58	0,58
Полы охлаждаемых камер	-20	9	23	0,176	0,20	0,22	0,18
Покрытия охлаждаемых камер	-20	9	23	0,165	0,20	0,22	0,18

2.3 Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения холодильника

Для поддержания заданной температуры в охлаждаемом помещении необходимо, чтобы все теплопритоки, отводились камерным оборудованием - воздухоохладителями.

При определении этой нагрузки учитывают следующие теплопритоки [11]:

- через ограждающие конструкции помещения Q ;
- от продуктов (грузов) или материалов при их холодильной обработке Q ;
- от различных источников при эксплуатации камер Q_4 ;

Каждый из этих видов теплопритоков, как правило, непрерывно изменяется, причем их максимальные значения не совпадают по времени. Поэтому в практике дипломного проектирования пользуются методикой расчета, при которой все теплопритоки считаются постоянными во времени и приходящимися на летний период года [11].

Нагрузку на камерное оборудование $\sum Q$ (кВт), определяют как сумму всех теплопритоков в данную камеру, так как камерное оборудование должно обеспечить отвод теплоты при самых неблагоприятных условиях по формуле [9, 11]:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_4. \quad (2.17)$$

2.3.1 Расчет теплопритоков через ограждающие конструкции

Теплопритоки через ограждающие конструкции Q_1 определяют по формуле [9, 11]:

$$Q_1 = Q_{1m} + Q_{1c}, \quad (2.18)$$

где Q_{1m} - теплоприток через ограждающие конструкции, кВт;

Q_{1c} - теплоприток от солнечной радиации, кВт.

При определении теплопритоков через внутренние ограждения может оказаться, что часть теплопритоков имеет отрицательный знак, то есть теплота из рассчитываемой камеры уходит в соседнюю камеру с более низкой температурой. Такие теплопритоки не учитывают.

Теплоприток через стены, перегородки, перекрытия или покрытия Q_{1T} , кВт, рассчитаем по формуле [9, 11]:

$$Q_{1m} = k_0^o \cdot F \cdot \Theta \cdot 10^{-3}, \quad (2.19)$$

где F - расчетная площадь поверхностей ограждения, м²;

Θ - расчетная разность температур между температурой воздуха с наружной стороны ограждения и температурой воздуха внутри охлаждаемого помещения (температурный напор), °С, рассчитывается по формуле [9]:

$$\Theta = t_n - t_e, \quad (2.20)$$

При расчете теплопритоков через внутренние ограждения, выходящие в неохлаждаемые помещения (коридоры, вестибюли, тамбуры) температурный напор θ принимают как часть расчетной разности температур для наружных стен согласно рекомендациям [11, 12]:

- если эти помещения сообщаются с наружным воздухом

$$Q_{1m} = 0,7 \cdot k_0^o \cdot F \cdot \Theta \cdot 10^{-3}, \quad (2.21)$$

- если не сообщаются с наружным воздухом

$$Q_{1m} = 0,6 \cdot k_0^o \cdot F \cdot \Theta \cdot 10^{-3}, \quad (2.22)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Теплоприток через пол, имеющий проветриваемое подполье Q_{1T} (кВт), рассчитываем по формуле [9, 11]:

$$Q_{1m} = k_0^{\partial} \cdot F(t_n - t_e) \cdot 10^{-3}, \quad (2.23)$$

где k_0^{∂} - действительный коэффициент теплопередачи конструкции пола, Вт/(м²·К);
 t_n - средняя температура наружного воздуха, °С.

Теплоприток от солнечной радиации через наружные стены и покрытия холодильников Q_{1c} , кВт, рассчитываем по формуле [9, 11]:

$$Q_{1c} = k_0^{\partial} \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (2.24)$$

где F - площадь поверхности ограждения, облучаемой солнцем, м²;

Δt_c - избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации в летнее время, определяется в [9, 11], °С

Количество теплоты от солнечной радиации зависит от зоны расположения холодильника (географической широты), характера поверхности и ориентации ее по сторонам горизонта [11, 12].

Для плоской кровли избыточная разность температур зависит только от тона окраски и не зависит от ориентации и широты. Для плоских кровель при светлой окраске избыточную разность температур принимают равной 14,9 °С [11, 12]

Размеры ограждений в плане и площадь камер принимаем по осям колонн. Площадь дверного проема в камерах принимаем равной 6 м². Значения коэффициентов теплопередачи ограждающих конструкций рассчитаны ранее. Для определения теплопритоков от солнечной радиации через стены, принимаем ориентацию здания холодильника железнодорожной платформой на север.

Результаты расчетов теплопритоков через ограждающие конструкции заносим в таблицу 2.7.

2.3.2 Расчет теплопритоков от продуктов при холодильной обработке

При холодильной обработке продуктов (охлаждении, замораживании и домораживании) каждый килограмм продукта выделяет теплоту в количестве $q = \Delta h \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Кроме того, если происходит холодильная обработка продуктов в таре, то необходимо добавить теплоту, выделяющуюся при ее охлаждении согласно рекомендациям [11, 12].

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Теплоприток $Q_{2_{np}}$, кВт, при охлаждении продуктов в камерах хранения, рассчитываем по формуле [9, 11]:

$$Q_{2_{np}} = M_{np} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \quad (2.25)$$

где M_{np} -суточное поступление продуктов, т/сут;

Δh - разность удельных энтальпий продуктов, соответствующих начальной и конечной температурам продукта, кДж/кг, значения которых принимают по таблице [11].

Суточное поступление продуктов M_{np} , т/сут, рассчитываем по формуле [11]:

$$M_{sp} = a \cdot F \cdot h_{sp} \cdot \beta \cdot q_v, \quad (2.26)$$

где a - доля суточного поступления продуктов в камеры;

F - площадь камеры, м²;

h_{sp} - грузовая высота камеры, м;

β - коэффициент использования строительной площади камеры;

q_v - норма нагрузки на 1 м³ грузового объема камеры, т/м³.

Теплоприток от тары Q_{2_T} , кВт определяют по формуле [9, 11]:

$$Q_{2_T} = M_T c_T (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \quad (2.27)$$

где M_T - суточное поступление тары, принимаемое пропорционально суточному поступлению продукта, т/сут;

c_T - удельная теплоемкость тары, кДж/(кг·К);

t_1, t_2 - начальная и конечная температуры тары соответственно, принимаются равными начальной и конечной температурам продукта, °С.

Удельную теплоемкость тары, кДж/(кг·К), принимают в зависимости от ее материала: для лавсана $c_T = 0,5$ кДж/(кг·К), для пластиковой тары $c_T = 2,09$ кДж/(кг·К).

Суммарный теплоприток от грузов и тары при холодильной обработке, Q_2 , кВт, рассчитаем по формуле [9, 11]:

									Лист
									23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$Q_2 = Q_{2_{np}} + Q_{2_T} \quad (2.28)$$

Результаты расчетов теплопритоков от грузов заносим в таблицу 2.8.

2.3.3 Расчет эксплуатационных теплопритоков

Эти теплопритоки возникают вследствие освещения камер, пребывания в них людей, работы электродвигателей и открывания дверей. Теплопритоки определяют от каждого источника тепловыделений отдельно [11, 12].

Теплоприток от освещения Q_4^1 , кВт, рассчитывают по формуле [9, 11]:

$$Q_4^1 = A \cdot F \cdot \eta_{одн} \cdot 10^{-3} \quad (2.29)$$

где A - теплота, выделяемая источниками освещения в единицу времени на 1 м^2 площади пола, Вт/м²;
 F - площадь камеры, м²;
 $\eta_{одн}$ - коэффициент одновременности включения светильников, для складских помещений $\eta_{одн} = 0,5-0,7$.

С учетом коэффициента одновременности включения можно принимать для складских помещений (камер хранения) $A = 5 - 8 \text{ Вт/м}^2$.

Теплоприток от пребывания людей Q_4^2 , кВт, рассчитывают по формуле [9, 11]:

$$Q_4^2 = 0,35 \cdot n \quad (2.30)$$

где 0,35 - тепловыделения одного человека, кВт;
 n - количество людей, работающих в камере.

Число людей, работающих в помещении, принимают по [11] в зависимости от площади камеры: при площади камеры до 200 м^2 - $2 \div 3$ человека; при площади камеры больше 200 м^2 - $3 \div 4$ человека.

Теплоприток от работающих электродвигателей Q_4^3 , кВт, при расположении электродвигателей в охлаждаемом помещении определяют по формуле [11]:

$$Q_4^3 = \eta_{одн} \sum (N_э \cdot 10^3), \quad (2.31)$$

где $N_э$ - суммарная мощность электродвигателей, кВт;

$\eta_{одн}$ - коэффициент одновременности работы оборудования.

						Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В зависимости от числа имеющихся двигателей и особенностей технологического процесса $\eta_{он} = 0,4-1,0$.

В предварительных расчетах мощность устанавливаемых электродвигателей можно ориентировочно принимать по данным [9, 11], приведенным ниже

- Камеры хранения 2 - 4
- Камеры охлаждения и универсальные 3 - 8
- Камеры замораживания 8 – 16

Чем больше, камера, тем больше мощность у электродвигателей.

Теплоприток при открывании дверей Q_4^4 , кВт, определяют по формуле [9, 11]:

$$Q_4^4 = \beta \cdot q_{он} \cdot F_{он} \cdot (1 - \eta) \cdot 10^{-3}, \quad (2.32)$$

где β - коэффициент, учитывающий длительность и частоту проведения грузовых операций;

$F_{он}$ - площадь дверного проема, м²;

η - коэффициент, учитывающий наличие тепловой защиты;

$q_{он}$ - удельный приток теплоты от открывания дверей, Вт/м², [9, 11].

При наличии средств тепловой защиты $\eta = 0,8$, для камер хранения распределительных холодильников $\beta = 0,3$.

Эксплуатационные теплопритоки определяются как сумма теплопритоков Q_4 , кВт, отдельных видов по формуле [9, 11]:

$$Q_4 = Q_4^1 + Q_2^2 + Q_3^3 + Q_4^4 \quad (2.33)$$

Результаты расчетов теплопритоков при эксплуатации заносим в таблицу 2.9.

Таблица 2.7 - Теплоприток Q_1 , кВт, через ограждающие конструкции

Камера	$K_{дв}$ Вт/К м ²	F, м ²	$t_{н}$, °C	$t_{пм}$ °C	Δt_c °C	$Q_{1т}$ кВт	$Q_{1с}$ кВт	Q_1 кВт	ΣQ_1 кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Камера №1									
НСС	0,18	213,3	33	-20	0	2,03	0	2,03	
НСЗ	0,18	170,3	33	-20	4,7	1,624	0,144	1,768	
									20,954

Продолжение таблицы 2.7

Внутренняя стена в коридор	0,26	170,3	12	-20	0	1,416	0	1,416	
Покрытие	0,18	723	33	-20	14,9	6,897	1,939	8,836	
Пол	0,18	723	33	-20	0	6,897	0	6,897	
Камера №2									
НСЗ	0,18	170,3	33	-20	4,7	1,624	0,144	1,768	20,619
Внутренняя стена в компр. цех	0,21	213,3	18	-20	0	1,702	0	1,702	
Внутренняя стена в коридор	0,26	170,3	12	-20	0	1,416	0	1,416	
Покрытие	0,18	723	33	-20	14,9	6,897	1,939	8,836	
Пол	0,18	723	33	-20	0	6,897	0	6,897	
Камера №3									
НСС	0,18	213,3	33	-20	0	2,03	0	2,03	12,63
НСВ	0,18	85,61	33	-20	3,9	0,816	0,06	0,876	
Внутренняя стена в коридор	0,26	85,61	12	-20	0	0,712	0	0,712	
Перегородка с камерой №4	0,26	213,3	0	-20	0	1,108	0	1,108	
Покрытие	0,18	363	33	-20	14,9	3,463	0,973	4,436	
Пол	0,18	363	33	-20	0	3,463	0	3,463	
Камера №4									
НСВ	0,3	85,78	33	0	3,9	0,85	0,099	0,949	5,48
Внутренняя стена в коридор	0,33	85,78	12	0	0	0,339	0	0,339	
Перегородка с камерой №3	0,26	213,3	-20	0	0	-1,1	0	-1,1	
Покрытие	0,18	364	33	0	14,9	2,161	0,976	3,137	
Пол	0,18	364	33	0	0	2,161	0	2,161	
Камера №5									

Продолжение таблицы 2.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Камера №5									
НСВ	0,3	85,78	33	0	3,9	0,85	0,099	0,949	7,43
Внутренняя стена в коридор	0,33	213,3	12	0	0	0,339	0	0,339	
Внутренняя стена в экспедицию	0,33	213,3	12	0	0	0,844	0	0,844	
Покрытие	0,18	364	33	0	14,9	2,161	0,976	3,137	
Пол	0,18	364	33	0	0	2,161	0	2,161	
Камера №6									
НСВ	0,3	85,43	33	0	3,9	0,843	0,099	0,942	5,72
НСЮ	0,3	128,1	33	0	0	1,268	0	1,268	
Внутренняя стена в экспедицию	0,33	85,43	12	0	0	0,338	0	0,338	
Покрытие	0,18	217,8	33	0	14,9	1,293	0,584	1,877	
Пол	0,18	217,8	33	0	0	1,293	0	1,293	

Таблица 2.8 - Теплоприток Q_2 от грузов при холодильной обработке

Камера	h_n , кДж/кг	h_k , кДж/кг	$M_{пр}$, т/сут	M_t , т/сут	C_t , кДж/кг гК	t_n , °С	t_k , °С	$Q_{2пр}$, кВт	$Q_{2г}$, кВт	Q_2 , кВт
1	39,4	0	66,5	13,3	0,5	-8	-20	30,3	0,92	31,2
2	34,8	0	66,5	13,3	0,5	-8	-20	26,8	0,92	27,7
3	34,8	0	31,2	6,24	0,5	-8	-20	12,6	0,43	13
4	47,3	0	31,2	6,24	2,09	12	0	17	1,8	18,8
5	47,3	0	31,2	6,24	2,09	12	0	17	1,8	18,8
6	47,3	0	18,7	3,7	2,09	12	0	10,2	1,07	11,3

Таблица 2.9 - Эксплуатационный теплоприток Q_4

Камера	F, м ²	Q_4^1 , кВт	НДВ, кВт	Q_4^2 , кВт	n	Q_4^3 , кВт	q, кВт/м ²	Q_4^4 , кВт	Q_4 кВт
1	723	1,8	3	2,1	3	1,05	9,5	3,42	8,37
2	723	1,8	3	2,1	3	1,05	9,5	3,42	8,37
3	364	0,9	3	2,1	3	1,05	9,5	3,42	7,47
4	364	0,9	3	2,1	3	1,05	5,6	2	6,05
5	364	0,9	3	2,1	3	1,05	5,6	2	6,05
6	217,8	0,54	3	2,1	3	1,05	5,6	2	5,7

Таблица 2.10 - Сводная таблица теплопритоков

N камеры	Назначение камеры	Нагрузка на камерное оборудование, кВт			
		Q _{1об}	Q _{2об}	Q _{4об}	ΣQ _{об.}
1	Хранение замороженной продукции t _{пм} =-20°C	20,954	31,2	8,37	60,524
2	Хранение замороженной продукции t _{пм} =-20°C	20,619	27,7	8,37	56,689
3	Хранение замороженной продукции t _{пм} =-20°C	12,63	13	7,47	33,1
4	Хранение охлажденной продукции t _{пм} =0°C	5,48	18,8	6,05	30,33
5	Хранение охлажденной продукции t _{пм} =0°C	7,43	18,8	6,05	32,28
6	Хранение охлажденной продукции t _{пм} =0°C	5,72	11,3	5,7	22,72

2.4 Расчет нагрузки на компрессоры

Тепловая нагрузка, кВт, на компрессор складывается из всех видов теплопритоков и рассчитывается по формулам (2.34) и (2.35), [9, 11]:

Для t₀=-10 °C:

$$Q_{км} = 0,6 \cdot \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + 0,5 \cdot \Sigma Q_4 \quad (2.34)$$

Для t₀=-30 °C:

$$Q_{км} = 0,8 \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 \quad (2.35)$$

Расчетную холодопроизводительность для подбора компрессоров Q₀, кВт, определяем по формуле [9, 11]:

$$Q_0 = k \cdot Q_{км} \quad (2.36)$$

где k – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной установки.

При непосредственном охлаждении для t₀=-30 °C, k=1,07, для t₀=-10 °C, k=1,05, [9, 11].

Для t₀=-10 °C:

$$Q_{км} = 0,6 \cdot 18,63 + 48,9 + 0,5 \cdot 17,8 = 69$$

$$Q_{01} = 1,05 \cdot 69 = 72,45$$

Для t₀=-30 °C:

$$Q_{км} = 0,8 \cdot 54,53 + 71,93 + 0,7 \cdot 24,21 = 132,43$$

$$Q_{02} = 1,07 \cdot 132,43 = 141,7$$

2.5 Расчет и подбор оборудования холодильной установки

2.5.1 Определение режимов работы холодильной установки

Схема установки – насосно-циркуляционная компаундная с нижней подачей в приборы охлаждения.

Конденсаторы испарительные.

Расчетная летняя температура $t_{н.р.л.} = 33^{\circ}\text{C}$

Расчетная летняя влажность воздуха $\varphi_{р.лет.} = 66\%$

Температура мокрого термометра $t' = 27^{\circ}\text{C}$

По графику для определения температуры конденсации в аммиачных испарительных конденсаторах [11] для $q_F = 2 \text{ кВт/ м}^2$ находим $t_k = 37^{\circ}\text{C}$.

Производительность установки:

при $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$, $Q_0 = 72,45 \text{ кВт}$,

при $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$, $Q_0 = 141,7 \text{ кВт}$,

2.5.2 Расчет и подбор камерных приборов охлаждения

Для камер хранения применяем воздухоохладители для более равномерного распределения температуры и влажности по объему камеры.

Площадь теплопередающих поверхностей F , м^2 , определяем по формуле, [11]:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Theta_m} \quad (2.37)$$

где Q - нагрузка на камерное оборудование, кВт;

k - коэффициент теплопередачи ;

Θ_m - расчетная разность температур, $^{\circ}\text{C}$.

Для воздухоохладителей при $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$ $\Theta = 10^{\circ}\text{C}$ $k = 13,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для воздухоохладителей при $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$ $\Theta = 10^{\circ}\text{C}$, $k = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Камера № 1 (хранение замороженной продукции $t = -20^{\circ}\text{C}$):

$$\sum Q_{об} = 60524 \text{ Вт},$$

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.}$, м^2 определяется по формуле (2.37):

$$F_{В.О.} = 60524 / (13,2 \cdot 10) = 458,5.$$

						Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем 5 воздухоохладителей марки АВН 080/2-12-105(А) с площадью теплопередающей поверхности $F_{В.О.} = 105,2 \text{ м}^2$.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.д.}, \text{ м}^2$ определяется по формуле:

$$F_{В.О.д.} = n \cdot F_{В.О.} \quad (2.38)$$

где n - количество воздухоохладителей.

$$F_{В.О.д.} = 5 \cdot 105,2 = 526$$

Вместимость воздухоохладителей $V_{В.О.}, \text{ м}^3$ находим по формуле:

$$V_{В.О.} = n \cdot v, \quad (2.39)$$

где $v, \text{ м}^3$ - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя АВН 080/2-12-105(А), $v = 0,0535 \text{ м}^3$

$$V_{В.О.} = 5 \cdot 0,0535 = 0,2675$$

Камера № 2 (хранение замороженной продукции $t = -20 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$\sum Q_{об} = 56689 \text{ Вт},$$

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.}, \text{ м}^2$ по формуле (2.37):

$$F_{В.О.} = 56689 / (13,2 \cdot 10) = 431,9$$

Принимаем 5 воздухоохладителей марки АВН 080/2-12-105(А) с площадью теплопередающей поверхности $F_{В.О.} = 105,2 \text{ м}^2$.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.д.}, \text{ м}^2$ по формуле (2.38):

$$F_{В.О.д.} = 5 \cdot 105,2 = 526$$

Вместимость воздухоохладителей $V_{В.О.}, \text{ м}^3$ по формуле (2.39):

$$V_{В.О.} = 5 \cdot 0,0535 = 0,2675$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Камера № 3 (хранение замороженной продукции $t = -20$ °C):

$$\sum Q_{об} = 33130 \text{ Вт},$$

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.}, \text{ м}^2$ по формуле (2.37):

$$F_{В.О.} = 33130 / (13,2 \cdot 10) = 250,9$$

Принимаем 5 воздухоохладителей марки АВН 046/2-10-55(В) с площадью теплопередающей поверхности $F_{В.О.} = 54,9 \text{ м}^2$ и $v=0,0245 \text{ м}^3$.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.д.}, \text{ м}^2$ по формуле (2.38):

$$F_{В.О.д.} = 5 \cdot 54,9 = 274,5$$

Вместимость воздухоохладителей $V_{В.О.}, \text{ м}^3$ по формуле (2.39):

$$V_{В.О.} = 5 \cdot 0,0245 = 0,1225$$

Камера № 4 (хранение охлажденной продукции $t = 0$ °C):

$$\sum Q_{об} = 30330 \text{ Вт},$$

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.}, \text{ м}^2$ по формуле (2.37):

$$F_{В.О.} = 30330 / (17 \cdot 10) = 178,4$$

Принимаем 5 воздухоохладителей марки АВН 046/2-16-35(В) с площадью теплопередающей поверхности $F_{В.О.} = 36,6 \text{ м}^2$ и $v=0,0245 \text{ м}^3$.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.д.}, \text{ м}^2$ по формуле (2.38):

$$F_{В.О.д.} = 5 \cdot 36,6 = 183$$

Вместимость воздухоохладителей $V_{В.О.}, \text{ м}^3$ по формуле (2.39):

$$V_{В.О.} = 5 \cdot 0,0245 = 0,1225 \text{ м}^3$$

Камера № 5 (хранение охлажденной продукции $t = 0$ °C):

$$\sum Q_{об} = 32280 \text{ Вт},$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.}, м^2$ по формуле (2.37):

$$F_{В.О.} = 32280 / (17 \cdot 10) = 189,8$$

Принимаем 5 воздухоохладителей марки АВН 046/2-10-40(А) с площадью теплопередающей поверхности $F_{В.О.} = 41,2 м^2$ и $v=0,0185 м^3$.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.д.}, м^2$ по формуле (2.38):

$$F_{В.О.д.} = 5 \cdot 41,2 = 206$$

Вместимость воздухоохладителей $V_{В.О.}, м^3$ по формуле (2.39):

$$V_{В.О.} = 5 \cdot 0,0185 = 0,0925$$

Камера № 6 (хранение охлажденной продукции $t = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$):

$$\sum Q_{об} = 22720 \text{ Вт},$$

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.}, м^2$ по формуле (2.37):

$$F_{В.О.} = 22720 / (17 \cdot 10) = 133,5$$

Принимаем 3 воздухоохладителя марки АВН 046/2-12-45(В) с площадью теплопередающей поверхности $F_{В.О.} = 46,8 м^2$ и $v=0,0245 м^3$.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{В.О.д.}, м^2$ по формуле (2.38):

$$F_{В.О.д.} = 3 \cdot 46,8 = 140,4$$

Вместимость воздухоохладителей $V_{В.О.}, м^3$ по формуле (2.39):

$$V_{В.О.} = 3 \cdot 0,0245 = 0,0735$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

2.5.3 Расчет и подбор компрессоров

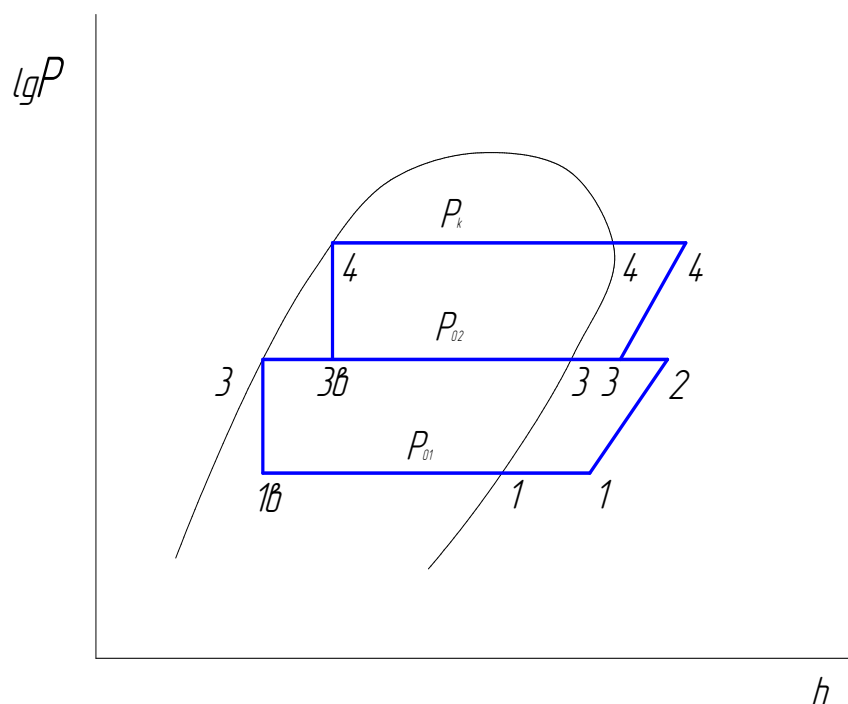


Рисунок 2.1- Цикл холодильной машины

Параметры узловых точек представлены в таблице 2.11.

Таблица 2.11 - Параметры узловых точек

№ точки	P, МПа	t, °C	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1''	0,124	-30	1648	0,91
1	0,124	-20	1670	0,95
1в	0,124	-30	375	0,07
2	0,29	32	1775	0,5
3	0,29	-5	1680	0,43
3''	0,29	-10	1670	0,42
3в	0,29	-10	590	0,072
3'	0,29	-10	375	-
4	1,4	108	1910	0,127
4'	1,4	37	590	0,0017
4''	1,4	37	1705	0,092

Массовый расход циркулирующего хладагента $G_{01}, \text{кг/с}$, на температуру кипения $t_{01} = -30^{\circ}\text{C}$, определяют по формуле [10, 11]:

$$G_{01} = \frac{Q_{T1}}{h_{1''} - h_{1e}}, \quad (2.40)$$

$$G_{01} = \frac{141,7}{1648 - 375} = 0,11$$

Массовый расход циркулирующего хладагента $G_{02}, \text{кг/с}$, на температуру кипения $t_{02} = -10^{\circ}\text{C}$, определяют по формуле [10, 11]:

$$G_{02} = \frac{Q_{02} + G_{01}(h_2 - h_{3'})}{h_{3''} - h_{3e}}, \quad (2.41)$$

$$G_{02} = \frac{72.45 + 0.11(1775 - 375)}{1670 - 590} = 0,2$$

Определяем коэффициент подачи λ :

для $t_{01} = -30^{\circ}\text{C}$; при $\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{0,29}{0,124} = 2,34 \Rightarrow \lambda_2 = 0,87$, (2.42)

для $t_{02} = -10^{\circ}\text{C}$; при $\frac{P_{\kappa}}{P_{02}} = \frac{1,4}{0,29} = 4,8 \Rightarrow \lambda_1 = 0,83$. (2.43)

Расчетную теоретическую объёмную производительность компрессора $V_T, \text{м}^3/\text{с}$, определяют по формулам [10, 11]:

$$V_{p1} = \frac{G_1 \cdot v_1}{\lambda_1}, \text{м}^3/\text{с}, \quad (2.49)$$

$$V_{p2} = \frac{G_2 \cdot v_3}{\lambda_2}, \text{м}^3/\text{с}, \quad (2.50)$$

где v – удельный объём пара, всасываемого в компрессор, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{m1} = \frac{0,11 \cdot 0,95}{0,87} = 0,12,$$

$$V_{m2} = \frac{0,2 \cdot 0,43}{0,83} = 0,1$$

По расчетной теоретической объёмной производительности выбираем винтовые компрессорные агрегаты производства ООО «Култек» на базе компрессорного блока фирмы HOWDEN & SES international XRV [11], хладагент аммиак (R717). Техническая характеристика компрессорных агрегатов представлена в таблице 2.12.

										Лист
										34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Таблица 2.12 - Техническая характеристика компрессоров

Марка	$t_0, ^\circ C$	$V_{x/a}, M^3 / ч$	$N_a, кВт$	Масса, кг	Габариты, мм	Количество
СТХ-R4 E	-10	489	79	1700	2600/800/1670	1
СТХ-R1 E	-30	293	36	1600	2600/800/1670	2

Действительный массовый расход хладагента $G_{ad}, кг/с$, определяют по формулам [10, 11]:

$$G_{o1} = \frac{V_{км1} \cdot \lambda_1}{v_1}, \quad (2.51)$$

$$G_{o2} = \frac{V_{км2} \cdot \lambda_2}{v_3}, \quad (2.52)$$

$$G_{o1} = \frac{0,163 \cdot 0,87}{0,95} = 0,149$$

$$G_{o2} = \frac{0,135 \cdot 0,83}{0,43} = 0,26$$

Теоретическая мощность компрессоров $N_T, кВт$, определяют по формулам [10, 11]:

$$N_{T1} = G_{o1} \cdot (h_2 - h_1), \quad (2.53)$$

$$N_{T2} = G_{o2} \cdot (h_4 - h_3), \quad (2.54)$$

$$N_{T1} = 0,149 \cdot (1775 - 1670) = 15,6$$

$$N_{T2} = 0,26 \cdot (1910 - 1680) = 59,8$$

Индикаторную мощность компрессоров $N_i, кВт$, определяют по формуле [10, 11]:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \quad (2.55)$$

где η_i - индикаторный КПД, определяемый по графику [11].

$$N_{i1} = \frac{15,6}{0,8} = 19,55,$$

$$N_{i2} = \frac{59,8}{0,8} = 74,75$$

Эффективная мощность компрессоров $N_e, кВт$, определяется по формуле [10, 11]:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}}, \quad (2.56)$$

где $\eta_{мех}$ - механический КПД, определяемый по графику [11].

$$N_{e1} = \frac{19,55}{0,9} = 21,7$$

$$N_{e2} = \frac{74,75}{0,9} = 83,1$$

Действительную тепловую нагрузку на конденсатор, $Q_{кд}, кВт$, определяют по формуле [10, 11]:

$$Q_{кд} = G_{02} \cdot (h_4 - h_{4'}), \quad (2.57)$$

$$Q_{кд} = 0,26 \cdot (1910 - 590) = 343,2.$$

2.5.4 Расчет и подбор конденсатора

Требуемую площадь теплообмена, $F, м^2$, определяют по формуле [10, 11]:

$$F = \frac{Q_{кд}}{q_F}, \quad (2.58)$$

где $Q_{кд}$ – тепловая нагрузка на конденсатор;
 $q_F = 2 \text{ кВт/ м}^2$ – удельный тепловой поток.

$$F = \frac{343,2}{2} = 171,6.$$

Принимаем испарительный конденсатор марки МИК-2-200-Н. Техническая характеристика представлена в таблице 2.13.

Таблица 2.13 - Техническая характеристика испарительного конденсатора

Марка	$F_k, м^2$	Расход воды, $м^2 / час$	$N_{ола}, кВт$	Размеры, мм $д \times ш \times в$
МИК-2-200-Н	211	56	4,4	2020/2530/2600

2.5.5 Расчет и подбор циркуляционно-защитного ресивера на температуру кипения $t_{01} = -30,0^{\circ}C$

Требуемый объем горизонтального циркуляционно-защитного ресивера $V_{р.к.ц}$, m^3 , с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения определяется по формуле [10]:

$$V_{р.к.ц} = 3(V_{н.т} + 0,21V_{во} + 0,3V_{в.т}), \quad (2.59)$$

где $V_{н.т}$ - внутренний объем нагнетательного трубопровода, m^3 ;

$V_{в.т}$ - внутренний объем всасывающего трубопровода, m^3 .

$V_{н.т}$ и $V_{в.т}$ определяются по формулам:

$$V_{н.т} = 0,04V_{во}, \quad (2.60)$$

$$V_{в.т} = 0,06V_{во}, \quad (2.61)$$

$$V_{н.т} = 0,04 \cdot 0,66 = 0,03,$$

$$V_{в.т} = 0,06 \cdot 0,66 = 0,04,$$

$$V_{р.к.ц} = 3(0,03 + 0,21 \cdot 0,66 + 0,3 \cdot 0,04) = 0,54.$$

Принимаем горизонтальный циркуляционно-защитный ресивер марки РЦЗ-1,25, емкостью $1,25 m^3$. Техническая характеристика представлена в таблице 2.14.

Проверка на скорость движения пара:

Скорость движения пара в ресивере (w_n), m/c , не должна превышать допустимое значение ($w_n \leq w_{\delta}$), которое равно для горизонтальных аппаратов, [10]:

$$w_{\delta} = \frac{2 \cdot w_{о.к.} \cdot l_p}{D_p}, \quad (2.62)$$

где $w_{о.к.}$ - скорость осаждения капель хладагента, $w_{о.к.} = 0,5, m/c$;

l_p - расстояние между патрубками ресивера, m ;

D_p - внутренний диаметр ресивера, m ;

$$w_{\delta} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{1,02} = 0,81.$$

Скорость движения пара в ресивере, $w_n, m/c$, вычисляют по формуле [10]:

$$w_n = \frac{V_n}{S_p}, \quad (2.63)$$

где V_n - объёмный расход пара через ресивер, (m^3/c), определяемый по формуле [10]:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	37

$$V_n = G_{KM} \cdot v_{BC}'' \quad (2.64)$$

где G_{KM} – массовая подача компрессоров, всасывающих пар из этого ресивера, кг/с;

v_{BC}'' – удельный объем сухого насыщенного пара при температуре кипения, $м^3 / кг$;

Площадь сечения аппарата, по которому движется пар, $S_p, м^2$, вычисляют по формуле [10]:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{8} \quad (2.65)$$

$$S_p = \frac{3,14 \cdot 1,02^2}{8} = 0,408, м^2,$$

$$V_n = 0,149 \cdot 0,91 = 1,135$$

$$w_n = \frac{1,135}{0,408} = 0,33$$

Условие проверки выполнено.

2.5.6 Расчет и подбор компаундного циркуляционного ресивера на температуру кипения $t_{02} = -10^0 C$

Внутренний объем нагнетательного трубопровода определяем по формуле (2.60):

$$V_{H.T} = 0,04 \cdot 0,366 = 0,014$$

Внутренний объем всасывающего трубопровода определяем по формуле (2.61):

$$V_{B.T} = 0,06 \cdot 0,366 = 0,022$$

Требуемый объем горизонтального циркуляционного компаундного ресивера $V_{p.k.c.}, м^3$, с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения определяем по формуле (2.59):

$$V_{P.K.C.} = 3(0,014 + 0,21 \cdot 0,366 + 0,3 \cdot 0,022) = 0,289$$

Принимаем компаундный циркуляционный ресивер марки РКЦ-1,25 емкостью $1,25 м^3$. Техническая характеристика представлена в таблице 2.14.

Проверка на скорость движения пара:

Скорость движения пара в ресивере (w_n) не должна превышать допустимое значение ($w_n \leq w_\delta$), для проверки используем формулы (2.62), (2.63), (2.64), (2.65):

										Лист
										38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$w_d = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,85}{1,02} = 0,81,$$

$$S_p = \frac{3,14 \cdot 1,02^2}{8} = 0,408,$$

$$V_n = 0,26 \cdot 0,42 = 0,109,$$

$$w_n = \frac{0,109}{0,81} = 0,13.$$

Условие проверки выполнено.

2.5.7 Расчет и подбор дренажного ресивера.

Объем выбираем таким, чтобы при условии заполнения не более чем на 80% он вместил жидкий аммиак из наиболее аммиакоемкой системы. Объем дренажного ресивера, m^3 рассчитываем по формуле [10]:

$$V_{др} = 1,4 \cdot V_{\max} \quad (2.66)$$

где V_{\max} – объем самой большой по вместимости охлаждающих приборов камеры, m^3 ;

$$V_{др} = 1,4 \cdot 0,2675 = 0,37.$$

Принимаем дренажный ресивер марки РЛД-1,25, емкостью 1,25 m^3 . Техническая характеристика представлена в таблице 2.14.

2.5.8 Расчет и подбор линейного ресивера.

Линейный ресивер рассчитывают на прием аммиака из всей испарительной системы в количестве не более 30 % от суммарной вместимости системы.

Объем линейного ресивера, $V_{лр}, m^3$, определяют по формуле [10]:

$$V_{лр} = 0,3 \cdot \Sigma V, \quad (2.67)$$

где ΣV – суммарный внутренний объем воздухоохладителей и батарей, m^3 :

$$V_{лр} = 0,3 \cdot 1,026 = 0,3$$

Принимаем линейный ресивер марки РЛД-1,25, емкостью 1,25 m^3 . Техническая характеристика представлена в таблице 2.14.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Таблица 2.14 - Характеристики ресиверов

Марка	Вместимость	$l_p, мм$	Диаметр/длина	Масса, кг
РЦЗ-1,25	1,25	830	1020/2090	940
РКЦ-1,25	1,25	850	1020/2200	1200
РЛД-1,25	1,25	-----	1020/2100	940

2.5.9 Расчет и подбор градирни

В данном случае водоохлаждающее устройство необходимо для охлаждения воды, подаваемой на маслоохладители винтовых компрессоров.

Расчетная тепловая нагрузка на градирню, $Q_{gp}, кВт$, вычисляется по формуле [10, 11]:

$$Q_{gp} = \sum N_i \quad (2.68)$$

где $\sum N_i$ – суммарная индикаторная мощность компрессоров, кВт

$$Q_{gp} = 19,55 + 74,75 = 94,3$$

Принимаем градирню марки ГРАД-16 [10, 11].

Техническая характеристика представлена в таблице 2.15.

Таблица 2.15 - Техническая характеристика градирни

Марка	$V_w, м^3 / ч$	$Q_{gp}, кВт$	Размеры $H \times L \times B, мм$
ГРАД-16	16	95	2600 × 1854 × 990

2.5.10 Расчет и подбор маслоотделителя

Для улавливания масла, уносимого из компрессора подберем маслоотделитель циклонного типа. Подбор ведем по диаметру аппарата, м.

Диаметр аппарата $D, м$, определяем по формуле [10]:

$$D = \sqrt{\frac{4(\sum G_{ad} \cdot v_n)}{\pi \cdot [\omega]}}, \quad (2.69)$$

где $[\omega]$ – допустимая скорость движения пара в аппарате, $[\omega] = 1 м/с$;

v_n – удельный объем пара нагнетаемого в маслоотделитель, $м^3/кг$;

G_{ad} – действительный массовый расход хладагента в компрессоре высокой ступени, $кг/с$;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (0,26 \cdot 0,127)}{3,14 \cdot 1}} = 0,22$$

Подбираем аммиачный вертикальный маслоотделитель циклонного типа 50МА. Вместимость сосуда - 0,043 м³, диаметр – 273 мм, высота – 1335 мм, масса - 98 кг [11].

2.5.11 Расчет и подбор маслосборника

Так как на проектируемом холодильнике небольшое количество компрессоров, то вполне достаточно установки одного маслозаправочного сосуда 60МЗС, вмещающего 60 литров масла. Вместимость сосуда - 0,06 м³, диаметр – 325 мм, высота – 1200 мм, масса - 81 кг [11].

2.5.12 Расчет и подбор аммиачных насосов

Подбор насосов осуществляем по объемной подаче.

Объемную подачу насоса, $V_{ан}, м^3 / ч$, определяют по формуле [10, 11]:

$$V_{ан} = \frac{Q \cdot n \cdot 3600}{\rho \cdot r}, \quad (2.70)$$

где Q - тепловая нагрузка на камерное оборудование, кВт;

n - кратность циркуляции жидкого хладагента, равна для систем с нижней подачей в приборы охлаждения 4-6;

ρ - удельная плотность жидкого хладагента при данной температуре кипения, кг/м³, определяется в справочной литературе;

r - удельная теплота парообразования при данной температуре кипения, кДж/кг, определяется в справочной литературе.

Для $t_0 = -30$ °С:

$$V_{ан} = \frac{150,67 \cdot 5}{1360,79 \cdot 677,81} \cdot 3600 = 2,88$$

Принимаем насос ЦГ6,3/32К-2,2 с объемной подачей 6,3 м³/ч и один в резерв. Напор насоса 32м.

Для $t_0 = -10$ °С:

$$V_{ан} = \frac{85,31 \cdot 5}{1294,47 \cdot 652,07} \cdot 3600 = 1,8$$

Принимаем насос ЦГ6,3/32К-2,2 с объемной подачей 6,3 м³/ч и один в резерв. Напор насоса 32 м. [8].

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						41

2.5.13 Расчет и подбор водяных насосов

Насосы для конденсатора:

Расход воды для конденсатора МИК2-200-Н составляет $56 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подбираем 3 штатных и 1 резервный насосы марки К65-50-125. Подача насоса - $25 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор - 20 м, размеры - 832/299/343, масса - 86 кг.

Насосы для градирни:

Расход воды для градирни ГРАД-16 составляет $16 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подбираем 1 штатный и 1 резервный насосы марки К65-50-125. Подача насоса - $25 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор 25 м, размеры - 832/299/343, масса - 86 кг [8].

2.5.14 Расчет и подбор трубопроводов

Диаметр нагнетательного трубопровода компрессора $d_n, \text{ м}$, вычисляют по формуле [10, 11]:

$$d_n = \sqrt{\frac{4G_d \cdot v_n}{\pi \cdot [\omega]}}, \quad (2.71)$$

где $[\omega]$ - допустимая скорость, $[\omega] = 25, \text{ м/с}$, [30],

G_{ad} - действительный массовый расход хладагента, кг/с,

v_n - удельный объем хладагента на нагнетании, кг/м^3 .

Для температуры кипения $t_{02} = -10^\circ \text{C}$:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,26 \cdot 0,127}{3,14 \cdot 25}} = 0,07$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y = 80 \text{ мм}$.

Для температуры кипения $t_{01} = -30^\circ \text{C}$:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,149 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 25}} = 0,062$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y = 70 \text{ мм}$.

Диаметр всасывающих трубопроводов компрессоров, $d_{ec}, \text{ м}$, вычисляют по формуле [30]:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4V_d \cdot v_{ec}}{\pi \cdot [\omega]}}, \quad (2.72)$$

где V_d - действительная производительность компрессоров, $\text{м}^3/\text{с}$;

$[\omega]$ - скорость в сечении, $[\omega] = 20, \text{ м/с}$, [30];

λ - коэффициент подачи компрессора, кг/м^3 ;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					42

Диаметр общего всасывающего трубопровода компрессоров, $d_{ec,м}$, работающих на $t_{01} = -30^{\circ}\text{C}$, вычисляют по формуле (2.72):

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,163 \cdot 0,87}{3,14 \cdot 20}} = 0,095$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y=100$ мм.

Диаметр всасывающего трубопровода компрессора, $d_{ec,м}$, работающего на $t_{02} = -10^{\circ}\text{C}$, вычисляют по формуле (2.72):

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,135 \cdot 0,83}{3,14 \cdot 20}} = 0,084$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y=100$ мм.

Диаметр жидкостного трубопровода слива хладагента из конденсатора в линейный ресивер, $d_{w,м}$, вычисляют по формуле (2.71):

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,26 \cdot 0,007}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,068$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y=70$ мм.

Диаметр водяного трубопровода, $d_{w,м}$, вычисляют по формуле [30]:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot V_w}{3,14 \cdot [\omega]}}, \quad (2.73)$$

где V_w - объемная подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$[\omega]$ - допустимая скорость, $[\omega]=1,3, \text{м}/\text{с}$, [30];

На градирню:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0044}{3,14 \cdot 1,3}} = 0,066.$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y=70$ мм.

На конденсатор:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,015}{3,14 \cdot 1,3}} = 0,123.$$

Принимаем стальную трубу с условным проходом $d_y=125$ мм.

2.6 Описание схемы холодильной установки

Проектом предусмотрена аммиачная компаундная схема с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения.

Первый режим: температура кипения $t_0 = -10^\circ\text{C}$.

Второй режим: температура кипения $t_0 = -30^\circ\text{C}$.

На первый температурный режим работает один винтовой компрессорный агрегат СТХ-R4 Е. В состав агрегата входят: компрессор, электродвигатель, водяной маслоохладитель, электромаслонасос, маслоотделитель, щит автоматики, фильтр тонкой и газовой очистки, перепускной и обратный клапан и т.д. Подача холодильного агента к приборам охлаждения осуществляется от компаундно-циркуляционного ресивера РКЦ-1,25 насосами ЦГ6,3/32К-2,2.

На второй температурный режим работают два винтовых компрессорных агрегата СТХ-R1 Е. В состав каждого агрегата входят: компрессор, электродвигатель, водяной маслоохладитель, электромаслонасос, маслоотделитель, щит автоматики, фильтры тонкой и газовой очистки, перепускные и обратные клапаны. Подача холодильного агента к приборам охлаждения осуществляется от циркуляционно-защитного ресивера РЦЗ-1,25 насосами ЦГ6,3/32К-2,2.

В схему включен испарительный конденсатор МИК2-200-Н и один линейный ресивер РЛД-1,25. Для сбора жидкого хладагента при оттаивании приборов охлаждения предусмотрен дренажный ресивер РЛД-1,25. В машинном отделении установлен общий маслосборник для сбора масла из аппаратов холодильной установки.

Заполнение системы аммиаком

Зарядку системы аммиаком производят согласно правил эксплуатации аммиачных установок, приведенных в [12, 32] через коллектор регулирующей станции по трубопроводу через вентили. Баллоны присоединяются к вентилю стальной трубкой накидной гайкой. При зарядке прекращается питание циркуляционных ресиверов из линейного ресивера, и подача аммиака производится из баллонов. Для того, чтобы из баллона выходила жидкость его кладут на деревянный лежак, вентилям вниз. Перемещение жидкости из баллонов наблюдают по обледенению трубки.

Также предусмотрена заправка системы из железнодорожных и автомобильных цистерн. Перемещение жидкого аммиака из цистерн происходит за счет разности давлений. Давление быстро выравнивается и для дальнейших перемещений разность давлений должна поддерживаться работающим компрессором [12].

Удаление масла из системы

Согласно данным [12] выпуск масла осуществляется через маслосборник, для чего в маслосборнике понижается давление до давления всасывания путем подключения к циркуляционному ресиверу на $t_0 = -30^\circ\text{C}$. Затем закрывают этот

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						44

вентиль, открывают соответствующий вентиль и масло перемещают из аппаратов в маслосборник.

Оттаивание снеговой шубы

В соответствии с требованиями эксплуатации аммиачных холодильных установок, изложенными в [12, 32] на время оттайки закрывают подачу жидкого аммиака в камеры путем закрытия вентиля на жидкостном коллекторе.

Открывают вентиль в дренажном ресивере, вследствие чего жидкий аммиак стекает в дренажный ресивер. Оставшийся аммиак в приборах охлаждения выдавливается горячими парами путем подачи их из маслоотделителя. При этом открывается вентиль на оттаивательных коллекторах и закрывается на паровом.

При оттаивании охлаждающих приборов давление, показываемое манометром на оттаивательном коллекторе ОК, не должно превышать значение испытательного давления, установленного для данных охлаждающих приборов.

Процесс оттаивания заканчивается, когда теплопередающая поверхность охлаждающих приборов освобождается от инея. После оттаивания прекращают подачу горячего пара и дренирование конденсата. Воздухоохладители камеры включают в режим охлаждения.

Собранный в дренажном ресивере хладагент выдерживается некоторое время для того, чтобы повысилась температура, и произошло расслоение хладагента и масла. Масло из дренажного ресивера удаляют в маслосборник, а оставшийся жидкий хладагент перекачивают в охлаждающие приборы. Закрывая вентили на линии подачи пара высокого давления, на линии подачи жидкого хладагента из линейного ресивера.

Оттаивание воздухоохладителей с помощью электронагревателей выполняют в такой последовательности [30, 32]. В дренажном ресивере снижают давление, соединив его с циркуляционным ресивером. Воздухоохладители переключают на режим оттаивания — отключают от испарительной системы, выключают электродвигатели вентиляторов, соединяют с дренажным ресивером и включают электронагреватели. После оттаивания воздухоохладители переключают на режим охлаждения, выполняя операции в обратной последовательности. А через некоторое время из дренажного ресивера удаляют масло и хладагент.

Отделение воздуха

Отделитель воздуха состоит из компрессорно-конденсаторного агрегата, работающего на хладоне R404A, фильтра-осушителя, смотрового стекла, терморегулирующего вентиля, испарителя – теплообменника, регулятора высокого и низкого давления, соленоидного клапана выпуска отделенных газов. По данным [12, 32] забор парогазовой смеси происходит из жидкостного коллектора испарительного конденсатора и линейного ресивера. Смесь подается в теплообменник, являющийся испарителем хладоновой холодильной машины. Парогазовая смесь поступает через подводящую трубу, через неё же и отводится сконденсировавшийся аммиак в линейный ресивер. Воздух отводится в атмосферу.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						45

3 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ: Использование естественного холода в системе охлаждения холодильника

3.1 Охлаждение камер холодильника наружным воздухом

Одним из путей решения проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов и защиты окружающей среды на холодильных предприятиях является использование нетрадиционных источников энергии, в частности естественного холода. Это дает возможность в зимний период не только экономить энергоресурсы, но и качественно отремонтировать все холодильное оборудование, подготовив его к активной эксплуатации в летний период.

В регионах с устойчивыми в течение длительного периода года низкими температурами наружного воздуха, к которым относится Кемеровская область и город Прокопьевск, целесообразно использовать естественный холод для отвода теплоты непосредственно от охлаждаемого объекта. Технические решения систем охлаждения камер холодным воздухом могут быть различны. Наиболее простым способом является непосредственная подача холодного воздуха в камеры хранения охлажденных продуктов при установлении температуры наружного воздуха на $5 \div 10$ °С ниже требуемой в камерах [12]. В наружных стенах или покрытии проделываются отверстия для забора воздуха с помощью вентилятора и выпуска его через лепестковый обратный клапан. Раздача воздуха производится через воздуховод с регулируемым окнами, которые автоматически закрываются шиберами при остановке вентилятора. Температура в камере поддерживается двухпозиционным реле температуры, включающим и отключающим вентилятор [34]. Для обеспечения гигиенических параметров воздуха во всасывающем окне устанавливаются бактерицидные фильтры очистки воздуха типа ЛАИК СП 6/15. Учитывая сезонность использования естественного холода, целесообразно сочетать в холодильных камерах оборудование для естественного и искусственного охлаждения [12, 32], когда в охлаждаемом помещении здания холодильника устанавливаются подвесные воздухоохладители и центробежный или осевой вентилятор среднего давления канальной системы воздухораспределения. Скорость воздуха на выходе из нагнетательного патрубка вентилятора может быть до 5 м/с. В зимний период при низких температурах наружного воздуха воздухоохладители отключаются, а в камеру вентилятором подается наружный воздух. В схеме может быть предусмотрено смешивание наружного и рециркуляционного воздуха. При работе с искусственным охлаждением в летний период отверстия в ограждениях закрываются теплоизолированными люками [12, 34].

Суточное колебание температуры наружного воздуха создает определенные трудности для поддержания постоянной температуры в камере. В данной схеме возможно использование автоматизированной системы управления вентилятором подачи наружного воздуха в камерах хранения. Датчик, установленный в камере, подает сигнал в систему регулирования

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						46

вентилятора, при повышении или понижении температуры происходит включение или выключение вентилятора либо его плавное регулирование (изменение числа оборотов двигателя вентилятора) [34].

Если относительная влажность наружного воздуха снижается до 72%, для поддержания требуемого значения в камере и уменьшение усушки продукта на входе нагнетательного воздуховода в камере холодильника может быть предусмотрено устройство для увлажнения воздуха. Для этого в нагнетательном воздуховоде монтируют форсунки, впрыскивающие воду или пар в поток воздуха. Относительную влажность воздуха в камере и необходимость ее регулирования устанавливают по конечному выходу продукта. Усушку определяют взвешиванием конечного продукта. Камера хранения охлажденных продуктов с использованием естественного холода представлена на рис. 3.1.

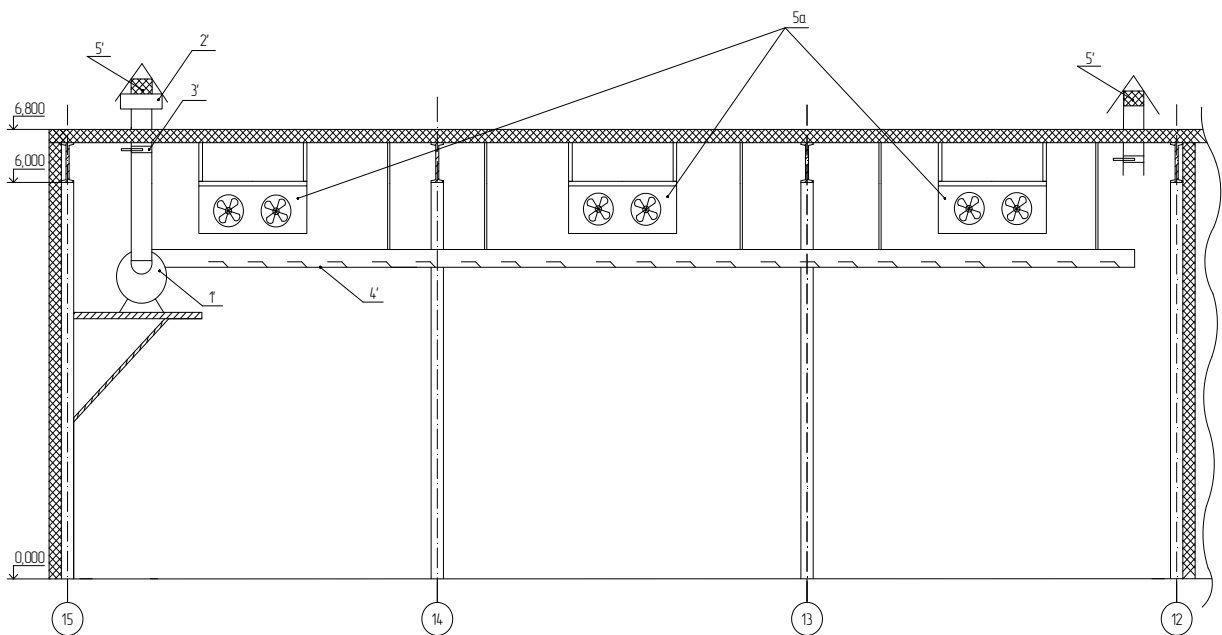


Рис. 3.1. Камера хранения охлажденных продуктов с использованием естественного холода:

1' – вентилятор, 2' – фильтр бактерицидный, 3' – регулирующая заслонка, 4' – воздуховод, 5' – теплоизоляционный затвор.

Приведем пример расчета системы холодоснабжения наружным воздухом камеры №6 хранения охлажденной продукции. Определяем теплопритоки в камеру в холодный период года, принимаем температуру наружного воздуха $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Теплопритоки через ограждающую поверхность камеры представлены в табл.3.1.

						Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 3.1 - Теплоприток Q_1 , кВт, через ограждающие конструкции

Камера	K_d , Вт/К м ²	F, м ²	t_n , °С	$t_{пм}$, °С	Δt_c , °С	$Q_{1г}$, кВт	$Q_{1с}$, кВт	Q_1 , кВт	ΣQ_1 , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Камера №6									
НСВ	0,3	85,43	-10	0	3,9	-0,256	0	-0,256	-0,792
НСЮ	0,3	128,1	-10	0	0	-0,384	0	-0,384	
Внутр. стена в экспедиц.	0,33	85,43	12	0	0	0,338	0	0,338	
Покрытие	0,18	217,8	-10	0	7,5	-0,392	0,294	-0,098	
Пол	0,18	217,8	-10	0	0	-0,392	0	-0,392	

Теплоприток от грузов и тары при холодильной обработке в камере, Q_2 , кВт, представлен в табл. 3.2.

Таблица 3.2 - Теплоприток Q_2 от грузов при холодильной обработке

Камера	h_n , кДж/кг	h_k , кДж/кг	$M_{пр}$, т/сут	M_t , т/сут	$\frac{C_{гь}}{KДж/кГК}$	t_n , °С	t_k , °С	$Q_{2пр}$, кВт	$Q_{2г}$, кВт	Q_2 , кВт
6	47,3	0	18,7	3,7	2,09	12	0	10,2	1,07	11,3

Эксплуатационные теплопритоки в камере, Q_4 , кВт, представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 - Эксплуатационный теплоприток Q_4

Камера	F, м ²	Q_4^1 , кВт	$N_{дв}$, кВт	Q_4^2 , кВт	n	Q_4^3 , кВт	q , кВт/ м ²	Q_4^4 , кВт	Q_4 , кВт
6	217,8	0,54	3	2,1	3	1,05	-1,5	-0,54	0,22

Таблица 3.4 - Сводная таблица теплопритоков в камеру №6 в зимний период

N камеры	Назначение камеры	Нагрузка на камерное оборудование, кВт			
		Q_1	Q_2	Q_4	$Q_{об.}$
6	Хранение охлажденной продукции $t_{пм}=0^\circ\text{C}$	-0,792	11,3	0,22	10,73

Требуемая объемная подача воздуха для подбора вентилятора определяется по формуле [34]:

$$V = \frac{Q_{об}}{c_6 \cdot \rho_6 \cdot \Delta t_6} \quad (3.1)$$

где c_b – теплоемкость наружного воздуха, $c_b=1,342$ кДж/кг [];
 ρ_b – плотность наружного воздуха, $\rho_b=1,009$ кг/м³ [];
 Δt_b – разность температур воздуха в камере и снаружи, °С.

$$V=10,73/(1,009 \cdot 1,342 \cdot 10)=0,79 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подбираем осевой вентилятор марки 06-300 №5 с частотой вращения 16 с^{-1} , диаметр колеса 0,5 м.

Размеры отверстия для выхода воздуха принимаем исходя из скорости движения воздуха 1 м/с с целью снижения уровня шума.

$$F=V_b/w=0,79/1=0,79 \text{ м}^2. \quad (3.2)$$

3.2 Схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения

Значительное сокращение расходов электроэнергии и охлаждающей воды может быть обеспечено за счет широкого внедрения на предприятиях различных отраслей промышленности холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения [19]. Опыт применения схем таких установок на ряде предприятий химической, птицеперерабатывающей, газовой и других отраслей промышленности доказывает их эффективность, особенно в районах с умеренным и холодным климатом. Перспективны они и для предприятий мясной и молочной промышленности.

Холодильные установки малой мощности с воздушными конденсаторами распространены в малом торговом оборудовании, бытовых холодильных аппаратах и кондиционерах. Теплоотдача в них осуществляется достаточно эффективно вследствие принудительной подачи большого количества воздуха с помощью осевого или центробежного вентилятора через конденсатор холодильного агрегата, за исключением очень малых бытовых аппаратов, которые охлаждаются при естественной циркуляции воздуха. Конденсаторы воздушного охлаждения для малых холодильных установок легко монтируются, недороги в обслуживании, надежно работают при низкой наружной температуре воздуха. Однако для их работы необходимо достаточно большое количество воздуха, при этом работа вентилятора создает шумовой эффект [19].

Применение воздушных конденсаторов на крупных холодильных установках должно учитывать следующие особенности их проектирования и эксплуатации [19]:

– широкий диапазон изменения параметров основных элементов холодильной установки в процессе круглогодичной эксплуатации, включая возможность работы при низкой температуре воздуха в режиме без использования компрессоров (при транспортировке хладагента с помощью естественной циркуляции или насоса);

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

в испаритель. Регулирующее устройство 5, вентили 10 и 9 закрыты, а 8 и 7 - открыты.

При независимой работе конденсаторов компрессор нагнетает пар хладагента в конденсатор 3, где он конденсируется и через регулирующее устройство 4 поступает в испаритель, завершая основной цикл. При понижении давления в воздушном конденсаторе ниже давления в испарителе оставшаяся часть паров хладагента из испарителя поступает по газовому трубопроводу через открытый вентиль 10 в воздушный конденсатор, где конденсируется, и через регулирующее устройство 5 самотеком поступает в испаритель. Вентили 8 и 7 закрыты, вентиль 9 открыт для обеспечения независимой работы.

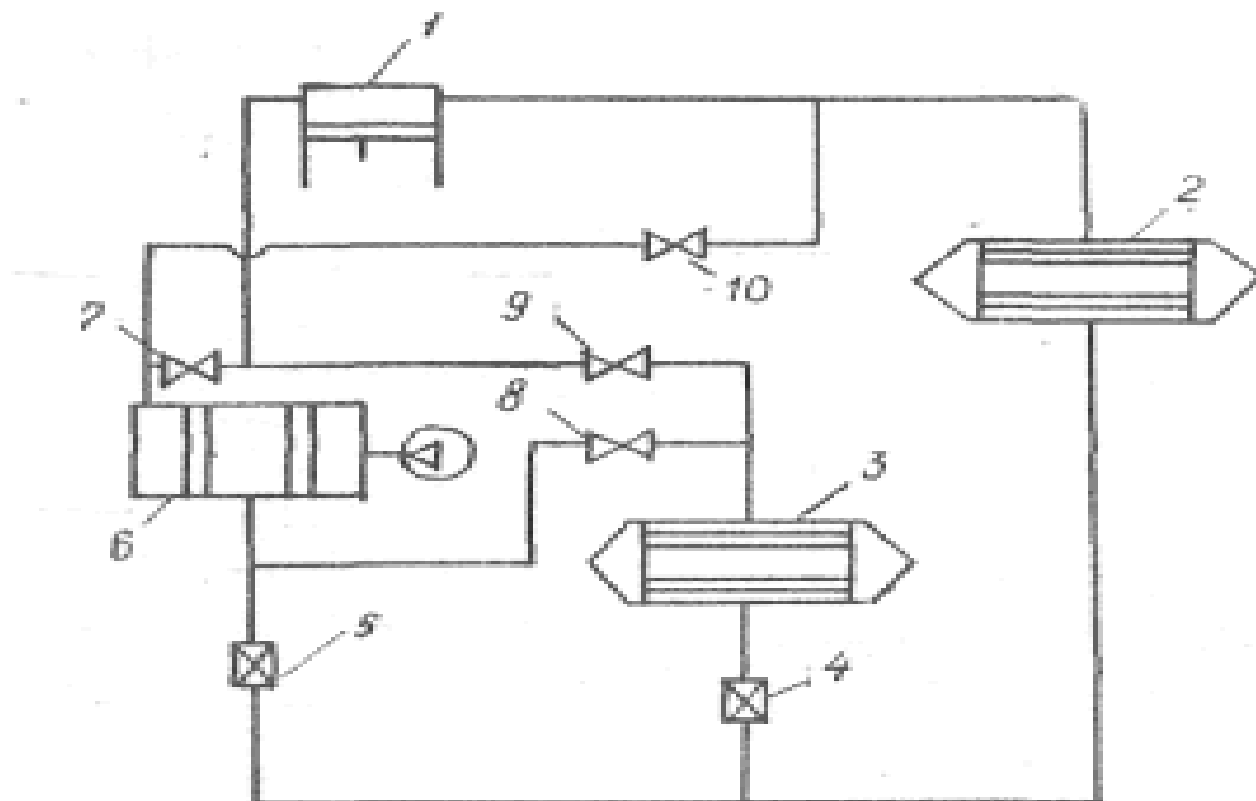


Рис.3.3. Схема одноступенчатой холодильной установки с параллельной работой конденсаторов водяного и воздушного охлаждения:

1 - компрессор; 2 – испаритель; 3 - конденсатор водяного охлаждения; 4, 5 - регулирующие устройства; 6 – конденсатор воздушного охлаждения; 7, 8, 9, 10 - запорные вентили

Дополнительный контур самоциркуляции в системе охлаждения испаритель - воздушный конденсатор, по мнению авторов [19, 37], увеличивает холодопроизводительность и повышает экономичность холодильной установки.

При работе холодильной установки с компрессором уже в процессе понижения давления конденсации возникают повышенные требования к надежности подачи хладагента в охлаждающие устройства, что обеспечивается одним из следующих способов подачи хладагента:

– под действием разности давлений конденсации и кипения (в этом случае необходима проверка работоспособности при минимальной его разности с учетом относительного расположения конденсаторов и охлаждающих устройств и гидравлических потерь);

– под действием суммарного воздействия разности давлений конденсации и кипения и напора столба жидкости (при расположении конденсатора на определенной отметке над охлаждающим устройством);

– под действием напора, создаваемого насосом, или суммарного воздействия разности давлений конденсации и кипения, напора столба жидкости и насоса.

Выбор того или иного способа подачи хладагента определяется относительным расположением конденсаторов и охлаждающих приборов, гидравлическими потерями в трубах, значением температуры кипения и максимальным значением температуры конденсации [19].

Одной из важнейших задач в процессе проектирования холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения, по мнению авторов [19], является выбор схемного решения узла охлаждения и конденсации хладагента. При повышении давления конденсации в летнее время перегрев пара на входе в аппарат может достигать 50–80°C и оказывать значительное воздействие как на характер процесса конденсации, так и на эффективность работы холодильных установок. Скорость движения хладагента – один из параметров, определяющих эффективность теплообмена при конденсации; его воздействие может иметь особое значение при высоком нагреве хладагента. Одновременное воздействие входных параметров пара во взаимосвязи с внешним тепловым потоком определяет интенсивность теплообмена при охлаждении и конденсации хладагента, формирует условия начала конденсации и распределения последнего по рядам аппарата.

В работе [37] указывается на возможность и перспективность в ряде случаев использовать совместную параллельную или последовательную работу конденсаторов водяного и воздушного охлаждения, при этом конденсаторы водяного охлаждения небольшой поверхности можно использовать в основном для снятия пиковых нагрузок в летнее время. В дальнейшем при более низких температурах воздуха эти аппараты могут быть отключены или использованы в качестве переохладителей.

4 АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В современной технике под автоматизацией понимают комплекс технических мероприятий, частично или полностью исключающих участие людей в том или ином технологическом процессе. Говоря об автоматизации холодильных машин и установок, обычно имеют в виду автоматизации их работы в период эксплуатации [40].

Автоматизацию холодильных машин и установок осуществляют в целях повышения их экономической эффективности и обеспечения безопасности работы людей. Повышение экономической эффективности достигается вследствие уменьшения эксплуатационных расходов и затрат на ремонт оборудования, а безопасность эксплуатации — применением автоматических устройств защищающих установки от работы в опасных режимах [33, 40].

Различают две степени автоматизации — полную и частичную.

При частичной автоматизации устройства автоматики управляют только некоторыми технологическими операциями. Поэтому требуется непрерывное обслуживание и наблюдение со стороны технического персонала. Однако по сравнению с неавтоматизированной установкой трудоемкость обслуживания существенно уменьшается [33, 40].

При полной автоматизации, как показывают литературные данные [33, 40], устройства автоматики полностью управляют основными процессами, что позволяет отказаться от непрерывного обслуживания. Обслуживание может быть периодическим (один раз в сутки, в неделю, и т. д.) или по необходимости с участием персонала.

4.1 Обоснование выбора схемы автоматизации

Данная холодильная установка имеет две температуры кипения:
 $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$; $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$.

Для этой установки принимаем схему комплексной автоматизации, то есть, автоматизируем весь производственный процесс получения искусственного холода, что, по мнению специалистов [33, 40] позволит уменьшить число обслуживающего персонала компрессорного цеха и снизить себестоимость выработки холода, а так же поддерживать заданный температурный режим в объектах охлаждения и обеспечить безопасность работы холодильной установки. Приборы автоматики должны настраиваться машинистом перед запуском холодильной установки.

Подбор приборов автоматической защиты, регулирования и управления элементами холодильной установки, звуковой и световой сигнализации осуществляем согласно рекомендациям [30, 33, 40] и каталогам ведущих фирм — производителей приборов автоматики для холодильных установок.

						Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2 Описание контролируемых параметров по элементам холодильной установки

Компрессорные агрегаты

В схеме холодильной установки на температуру кипения $t_0=-30^{\circ}\text{C}$ установлены два агрегата СТХ-R1 Е; на температуру кипения $t_0=-10^{\circ}\text{C}$ установлен один агрегат СТХ-R4 Е. На каждом компрессоре имеются следующие приборы в соответствии с назначением:

Аварийная защита и отключение компрессора:

- при чрезмерном повышении давления нагнетания; (11, 37)
- при чрезмерном понижении давления всасывания; (14, 40)
- при превышении допустимых температур нагнетания; (7, 33)
- при недостаточном протоке воды в охлаждающей системе компрессора; (16,42)
- при недостаточном давлении масла в масляной системе компрессора; (12-13, 38-39).

В систему автоматической защиты компрессора подключены датчики предельно допустимого уровня в циркуляционно-защитном и компаундном ресиверах; (20-21, 44-45).

Управление компрессорами

Пуск и остановка двигателей компрессоров и регулирование производительности осуществляется по сигналам от регулятора температуры, установленного на циркуляционном ресивере (1) и регулятора давления, установленного на компаундном ресивере (27).

Регистрация значений контролируемых параметров.

При работе компрессоров контролируются следующие параметры:

- давление и температура хладагента на всасывании в компрессор; (10, 17, 36, 43);
- давление и температура хладагента на нагнетании; (8, 15, 34, 41);
- давление масла в системе смазки компрессора; (12-13, 38-39).

Циркуляционно–защитный ресивер.

На циркуляционно–защитном ресивере установлены приборы:

- от превышения предельно допустимого уровня в циркуляционном ресивере предусмотрены два дублирующих друг друга реле уровня, включены в схему автоматической защиты компрессоров (аварийная сигнализация); (20, 21).
- от повышенного заполнения циркуляционного ресивера установлено реле уровня (предупредительная сигнализация) (19').

						Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Аммиачные циркуляционные насосы

Аммиачные герметичные насосы имеют систему автономного охлаждения жидким хладагентом. Для безопасной работы насоса охлаждаемая рубашка должна быть заполнена жидким хладагентом, что контролируется реле уровня; (24,52). Также насосы имеют защиты от срыва потока, что контролируется реле разности давления, датчики которого установлены на всасывании и нагнетании.(25, 26, 53, 54).

При снижении уровня жидкости в охлаждающей рубашке насоса или понижении перепада давлений автоматически отключается насос и подается сигнал на аварийную сигнализацию.

Включение насоса обязательно блокируется с системой пуска компрессора. Компрессор не может быть запущен до пуска насоса.

Водяные насосы

Водяные насосы имеют защиту от срыва потока, которая осуществляется реле давления, установленным на нагнетательном трубопроводе (аварийная сигнализация) (62,84).

На нагнетательном трубопроводе установлен датчик показывающего прибора давления, манометр (63, 85).

Градирня

Для обеспечения постоянного уровня воды, который контролируется реле уровня (67), подаётся сигнал на водорегулятор (66). Это необходимо чтобы исключить срыв потока воды на всасывание насоса.

Для контроля температуры воды, поступающей на охлаждение, ставим датчик температуры (65), который управляет вентилятором градирни (64).

Камеры охлаждения

Для поддержания требуемой температуры воздуха в помещении в многообъектных холодильных установках используется индивидуальное питание приборов охлаждения. В этом случае в помещении устанавливается датчик температуры с электрическим выходным сигналом (71, 74), связанный через систему преобразования с электромагнитным вентилем (72, 75), установленным на линии подачи жидкого агента в прибор охлаждения.

А также устанавливают термопреобразователь сопротивления для визуального контроля температуры в камере (73, 76).

										Лист
										57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

4.3 Перечень приборов контроля

Приборы контроля технологических параметров и их позиции сведены в таблицу 4.1. Спецификация приборов и электроаппаратуры приведена в таблице 4.2.

Таблица 4.1 - Перечень приборов контроля

Поз	Место установки	Наименование прибора (марка)	Характеристика	уровень установки прибора
1	2	3	4	5
4,30	Трубопровод подачи воды в маслоохладитель	Электромагнитный вентиль VM2	2÷150 °С	_____
12-13, 38-39	Линия подачи масла в винтовые компрессоры из маслоохладителя	Реле разности давления MP55A	-0,1-0,2 МПа	0,1 МПа
7,33	Нагнетательный трубопровод компрессора	Термореле КР81	80÷150°С	105°С
9,35	Линия подачи масла в винтовой компрессор	Термореле КР68	-5÷35°С	30°С
14, 40	Всасывающий трубопровод компрессоров	Реле давления КР1А	0,09÷0,7 МПа	0,246
11, 37	Нагнетательный трубопровод компрессоров	Реле давления КР5А	0,8÷3,2 МПа	1,68
17,43	Всасывающий трубопровод компрессоров	Мановакуумметр МВП3-У	NH ₃ -1÷0,8 МПа	_____
15,41	Нагнетательный трубопровод компрессора	Манометр МП4А-У	NH ₃ 0÷2,7 МПа	_____
10,36	Всасывающий трубопровод компрессоров	Термометр	-50÷50°С	_____
8,34	Нагнетательный трубопровод компрессоров	Термометр	0÷200°С	_____
16,42	Линия подачи воды в градирню	Реле протока FQS-U30G	_____	_____

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5
1	На РЦЗ	Термореле КР63	-50÷-10°C	-30°C
22	На РЦЗ	Мановакуумметр МВПЗ-У	NH ₃ -1÷0,8 МПа	————
50	На РКЦ	Мановакуумметр МВПЗ-У	NH ₃ -1÷0,8 МПа	————
47, 48	На РКЦ	Термореле КР62	-30÷15°C	-10°C
18	Линия подачи жидкого хладагента в РЦЗ	Регулятор уровня жидкости PMFL80-1 и SV4	-40÷45°C	-30°C
49	Линия подачи жидкого хладагента в РКЦ	Соленоидный вентиль EVRS10	-40÷45°C	-10°C
19, 46	На циркуляционном и компаундном ресиверах	Реле уровня РОС-501	————	повышенный 70%
20, 21	На циркуляционном ресивере	Реле уровня РОС-501	————	предельный
44, 45	На компаундном ресивере	Реле уровня РОС-501	————	предельный 80%
25, 26, 53, 54	Аммиачные насосы	Реле разности давлений MP55A	-0,1÷1,2 МПа	0,15 МПа
24, 52	На аммиачных насосах	Реле уровня РОС-501	————	Рабочий 100%
55	Дренажный ресивер	Реле уровня РОС-501	————	20%
56	Дренажный ресивер	Реле уровня РОС-501	————	80%
57	Дренажный ресивер	Мановакуумметр МВПЗ-У	NH ₃ 0-1,5 МПа	————
86	Дренажный ресивер	Реле уровня РОС-501		-
87	Дренажный ресивер	Соленоидный вентиль EVRA 10	-40÷105°C	-
58	Линейный ресивер	Реле уровня РОС-501	————	20%
59	Линейный ресивер	Реле уровня РОС-501	————	80%
60	Линейный ресивер	Манометр МП4А-У	0÷2,7 МПа	————
62	Нагнетательный трубопровод водяного насоса	Реле давления ДЕМ 105-02	-0,09÷0,7 МПа	0,2МПа

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Лист

59

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5
63	Нагнетательный трубопровод водяного насоса	Манометр МП4А-У	аммиак 0 - 2,7 МПа	_____
66	Градирня	Водорегулятор VFG2	2÷200°C	_____
67	Поддон градирни	Реле уровня РОС-501	_____	75%
65	Поддон градирни	Реле температуры ТАМ102-1-05	10÷60°C	_____
81	На линии подачи воды	Водорегулятор VFG2	2÷200°C	-----
77	Конденсатор	Манометр МП4А-У	аммиак 0 - 2,7 МПа	_____
78	Конденсатор	Реле давления RT5А	0,4÷1,7 МПа	1,4 МПа
80	Поддон конденсатора	Реле температуры ТАМ102-1-05	10÷60°C	_____
82	Поддон конденсатора	реле уровня РОС-501	_____	75%
84	Нагнетательный трубопровод водяного насоса	Реле давления ДЕМ 105-02	-0,09÷0,7 МПа	0,2 МПа
85	Нагнетательный трубопровод водяного насоса	Манометр ДМ2029	_____	_____
68	Маслоотделитель	Манометр МП4А-У	NH ₃ 0-2,7 МПа	_____
69	Маслосборник	Манометр МП4А-У	NH ₃ 0-2,7 МПа	_____
70	На регулирующей станции	Мановакуумметр МВПЗ-У	NH ₃ -1÷1,5 МПа	_____
71	В охлаждаемом помещении	Термореле КР63	-35÷-5°C	-10°C
74	В охлаждаемом помещении	Термореле КР63	-35÷-5°C	-30°C
72, 75	Линия подачи жидкого хладагента в приборы охлаждения	Соленоидный вентиль EVRS10	-40÷45°C	-2°C -23°C
73	В охлаждаемом помещении	Термометр сопротивления TCM-5071	-50÷150°C	-2°C
76	В охлаждаемом помещении	Термометр сопротивления TCM-5071	-50÷150°C	-23°C

Таблица 4.2 - Спецификация приборов и электроаппаратуры

Обозначение	Наименование	Количество	Примечание
SK 1,3,9	Датчик-реле температуры КР63	3	
SK 2,4	Датчик температуры ТСМ-5071	2	
SK 5,7	Датчик-реле температуры КР81	2	
SK 6,8	Датчик-реле температуры КР68	2	
SK 10,11	Датчик-реле температуры КР62	3	
SK 12,13	Датчик-реле температуры ТАМ 102-1-05	2	
SP 6,9	Датчик-реле давления КР5А	2	
SP 3,5	Датчик-реле давления ДЕМ 105-02	2	
SP 1,2,7,10	Датчик-реле разности давления МР 55А	4	
SP 8,11	Датчик-реле давления КР1А	2	
SP 4	Датчик-реле давления RT5А	1	
SL 1	Поплавковый вентиль SV4	1	
SL 2-16	Реле уровня РОС-501	15	
	Вентиль электромагнитный РМFL80-1	1	
	Соленоидный вентиль EVRS10	3	
FSA 1,2	Датчик-реле протока FQS-U30G	2	
Pi1,4,8,10,11,12,13	Манометр МП4А-У	7	
Pi2,3,5,6,7	Мановакуумметр МВП3-У	5	
Ti 1-4	Термометр	4	
KS 1,2	Реле времени пневматическое РВП-72-3221-00У4	2	
Pi 9,14	Манометр ДМ 2029	2	
NS 1-14	Пускатель нажимной вибростойкий ПНВ-30У2	14	
HL1,9,10,11,14,23, 24,31,34-37	Арматура сигнальная АС-220 с линзой зелёного цвета	12	
HL 2-8,12,13,15, 16-22,25,26,32,33	То же с линзой красного цвета	21	
HL 10,27,28,29,30	То же с линзой жёлтого цвета	5	

5 ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ ХОЛОДИЛЬНИКА

По степени бесперебойности электроснабжения охлаждаемый склад относится ко второй категории. Электроэнергия подводится по двум кабельным линиям от распределительной подстанции городских электрических сетей на напряжении 10 кВ согласно рекомендациям [17].

По результатам предыдущих разделов было выбрано технологическое оборудование, которое поставляется заводами изготовителями в комплекте с электродвигателями. Паспортные данные приведены в таблице 5.1 [17].

Таблица 5.1 - Паспортные данные оборудования

Холодильное оборудование		Электродвигатель							
Наименование	Количество	Количество на ед. холодильного оборудования	Тип	Мощность, кВт	Напряжение	cosφ	КПД	Частота вращения, об/мин	I_{Γ}/I_{H}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Компрессор марки СТХ-R1 E	2	1	АИР 160S2	36	380	0,89	0,875	2950	7
Компрессор марки СТХ-R4 E	1	1	АИР 250M2	79	380	0,91	0,91	2950	7
Насосы марки ЦГ6,3/32К-2,2-2	4	1	Асинхр 2р=2	2,2	380	0,88	0,84	2900	6,5
Насосы марки К65-50-125	6	1	АИР 90L2	3	380	0,88	0,84	2900	7,5
Воздухоохладитель марки АВН 080/2-12-105(А)	10	2	4Е	1,5	380	0,75	0,79	950	6
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-10-55 (В)	5	2	4Е	0,37	380	0,76	0,74	1450	6
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-16-35 (В)	5	2	4Е	0,37	380	0,76	0,74	1450	6

Продолжение таблицы 5.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-10-40 (А)	5	2	4Е	0,37	380	0,76	0,74	1450	6
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-12-45 (В)	3	2	4Е	0,37	380	0,76	0,74	1450	6
Конденсатор МИК2-200Н	1	2	МК165-4DK.18L	2,2	380	0,84	0,82	1450	6,5
Градирия Град 16	1	1	МК165-4DK.11L	1,1	380	0,79	0,84	1500	4,5

Результаты расчетов токов и выбор кабелей приведены в таблице 5.2.

Таблице 5.2-Результаты расчета токов и выбор кабелей

№	Наименование оборудования	Дли-на кабе-ля, м	Мощ-ность дви-гате-ля, кВт	Расчетный ток, I_p , А	Выбираемый кабель	Допусти-мый ток
1	2	3	4	5	6	7
1	Компрессор марки СТХ-R1 Е	7,8	36	70,24	ЦСБГ(3×25)	85
2	Компрессор марки СТХ-R4 Е	12,0	79	144,94	ЦСБГ(3×70)	155
3	Насосы марки ЦГ6,3/32К-2,2-2	14,5	2,2	4,52	ЦСБГ(3×6)	35
4	Насосы марки К65-50-125	18	3	6,17	ЦСБГ(3×6)	35
5	Воздухоохладитель марки АВН 080/2-12-105(А)	74,0	3	3,85	ЦСБГ(3×6)	35
6	Воздухоохладитель марки АВН 046/2-10-55 (В)	90,0	0,74	1	ЦСБГ(3×6)	35
7	Воздухоохладитель марки АВН 046/2-16-35 (В)	78,0	0,74	1	ЦСБГ(3×6)	35

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3	4	5	6	7
8	Воздухоохладитель марки АВН 046/2-10-40 (А)	66,0	0,74	1	ЦСБГ(3×6)	35
8	Воздухоохладитель марки АВН 046/2-12-45 (В)	54,0	0,74	1	ЦСБГ(3×6)	35
10	Конденсатор МИК2-200Н	22,2	4,4	4,85	ЦСБГ(3×6)	35
11	Градирня Град16	23	1,1	2,52	ЦСБГ(3×6)	35

Расчет кабеля, соединяющего трансформаторную подстанцию и цех, осуществляем следующим образом. Поскольку обычно все электропотребители не работают одновременно, то определяется расчетная мощность по формулам [17]:

$$\text{а) активная } P_p = k_c \cdot \sum P_y, \text{ кВт;} \quad (5.1)$$

$$\text{б) реактивная } Q_p = P_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_p, \text{ кВАр,} \quad (5.2)$$

$$\text{в) полная } S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2}, \text{ кВА.} \quad (5.3)$$

где P_y - установленная активная мощность приемника, кВт;

k_c - коэффициент спроса, определяется по формуле:

$$k_c = \frac{k_o \cdot k_s}{\eta_{ос} \cdot \eta_c}, \quad (5.4)$$

где k_o - коэффициент одновременности, $k_o = 0,5$:- $1,0$; принимаем $k_o = 0,8$;

k_s - коэффициент загрузки, $k_s = 0,7$:- $0,8$; принимаем $k_s = 0,8$;

η_c - к.п.д. сети, $\eta_c = 0,92$:- $0,7$; принимаем $\eta_c = 0,9$;

$\operatorname{tg} \varphi_p$ - расчетный коэффициент мощности, определяется следующим образом: сначала определяется расчетный средневзвешенный $\cos \varphi_p$ по формуле (5.5), [17]:

$$\cos \varphi_p = \frac{\sum P_i \cdot \cos \varphi_i}{\sum P_i}, \quad (5.5)$$

затем по его величине определяется $\operatorname{tg} \varphi_p$.

Расчетный средневзвешенный $\cos \varphi_p = 0,87$, следовательно $\operatorname{tg} \varphi_p = 0,57$.

Результаты расчетов сводим в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 - Результаты расчета расчетных мощностей

Электроприемник	Количество	Установ- ленная мощность P _у , кВт	Расчетный ко- эффициент		Расчетные нагрузки		
			K _c	cos φ	P _p , кВт	Q _p , кВАР	S _p , кВА
Компрессор марки СТХ-R1 E	2	13	0,71	0,87	51,12	29,14	58,84
Компрессор марки СТХ-R4 E	1	79	0,78	0,87	61,62	35,12	70,93
Насосы марки ЦГ6,3/32К-2,2-2	4	2,2	0,74	0,87	6,52	3,73	7,52
Насосы марки К65-50-125	6	3	0,74	0,87	13,32	7,62	15,36
Воздухоохладитель марки АВН 080/2-12-105(А)	10	3	0,68	0,87	20,4	11,6	23,4
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-1-55 (В)	5	0,74	0,72	0,87	2,7	1,5	3,1
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-16-35 (В)	5	0,74	0,72	0,87	2,7	1,5	3,1
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-10-40 (А)	5	0,74	0,72	0,87	2,7	1,5	3,1
Воздухоохладитель марки АВН 046/2-12-45 (В)	3	0,74	0,72	0,87	1,62	0,90	1,86
Конденсатор МИК2-200Н	1	4,4	0,76	0,87	3,34	1,90	3,84
Градирия Град16	1	1,1	0,74	0,87	0,81	0,46	0,93
ИТОГО:					166,85	94,96	191,98

Проверку сечения кабеля по потере напряжения производим по формуле [17]:

$$\Delta U = \frac{\Sigma S_p \cdot l}{U^2 \cdot s} \cdot \rho \cdot 10^5 \quad (5.6)$$

где S_p- расчетная мощность (полная), кВт;
l - длина линии, м;
U - напряжение сети, В;

S – сечение провода, мм²

ρ - удельное сопротивление материала ($\rho = 0,018$ Ом·мм²/м):

$$\Delta U_1 = \frac{29,42 \cdot 7,8}{380^2 \cdot 16} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,11;$$

$$\Delta U_2 = \frac{70,93 \cdot 12}{380^2 \cdot 70} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,15;$$

$$\Delta U_3 = \frac{1,88 \cdot 14,5}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,06;$$

$$\Delta U_4 = \frac{2,56 \cdot 18}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,1;$$

$$\Delta U_5 = \frac{2,34 \cdot 74}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,36;$$

$$\Delta U_6 = \frac{0,62 \cdot 90}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,12;$$

$$\Delta U_7 = \frac{0,62 \cdot 78}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,1;$$

$$\Delta U_8 = \frac{0,62 \cdot 66}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,09;$$

$$\Delta U_9 = \frac{0,62 \cdot 54}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,07;$$

$$\Delta U_{10} = \frac{3,84 \cdot 22,2}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,18;$$

$$\Delta U_{11} = \frac{0,93 \cdot 23}{380^2 \cdot 6} \cdot 0,018 \cdot 10^5 = 0,04;$$

$$\sum \Delta U = 1,38.$$

В соответствии с ПУЭ для силовых сетей напряжением до 500-660 В допускают потери напряжения не более 5% от номинального напряжения электродвигателей.

Проведенный проверочный расчет показывает, что полученные падения напряжений не превышают допустимого значения.

Для приема и распределения электроэнергии по потребителям служат распределительные пункты или шкафы. Это металлический шкаф с запирающейся дверью.

Для выбора кабелей к электроприемникам определяем токи I_p , А.

Расчетный ток для кабелей и проводов, питающих отдельные агрегаты, определяется по формуле [17] и заносится в табл.5.2:

$$I_p = \frac{P_H \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot U_H \cdot \eta_H \cdot \cos \varphi_H}, \quad (5.7)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Расчетный линейный ток кабеля, питающего распределительный щит, I_p^* , А, определяется по формуле [17]:

$$I_p^* = \frac{S_p \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot U_H}, \quad (5.8)$$

где U_H - номинальное напряжение, В;
 P_H - номинальная мощность двигателя, кВт;
 η_H - КПД;
 $\cos \varphi_H$ - коэффициент мощности двигателя;
 S_p - мощность приемников, кВА.

$$I_p = \frac{191,98 \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot 380} = 291,68$$

Номинальный ток шкафа принимаем по формуле :

$$I_{ш.н.} \geq I_p, \quad (5.9)$$

Принимаем три распределительных шкафа ЯРП11-301-32У3, номинальный ток которых 100 А [17].

Принимаем к прокладке три кабеля с сечением жил 35 мм² типа ЦСБГ с суммарным током 315 А [17].

Защитно-коммуникационную аппаратуру электроприемников выбираем по их паспортным данным.

Расчетный ток максимальной защиты (отсечки) автомата для двигателя $I_{уст.м}$, А, определяем по формуле [17]:

$$I_{уст.м} = 1,3I_n, \quad (5.10)$$

где I_n — пусковой ток двигателя, А.

Расчетный ток тепловой защиты (от перегрузки) автомата для двигателей $I_{уст.т}$ определяем по формуле [17]:

$$I_{уст.т} = 1,25I_n, \quad (5.11)$$

где I_n — номинальный ток двигателя, А.

Результаты выбора аппаратов и расчета токов расцепителей автоматов представлены в таблице 5.4.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Таблица 5.4 - Результаты расчета токов и выбор аппаратов

Мощ- ность двиг. кВт	Ток двигателей		Пускатель			Автомат				
	I_n , А	I_n , А	тип	I_n , А	U_n , В	тип	U_n , В	токи, А		
								I_n	$I_{уст.м}$	$I_{уст.м}$
36	70,24	491,68	ПМА	40	660	A3710	660	160	639,18	87,80
79	144,94	1014,6	ПМА	160	660	A3710	660	160	1318,95	181,18
2,2	4,52	29,38	ПМА	10	660	АП50	500	50	38,19	5,65
3	6,17	46,28	ПМА	10	660	АП50	500	50	60,16	7,71
3	3,85	23,1	ПМА	10	660	АП50	500	50	30,03	4,81
0,74	1	6	ПМА	10	660	АП50	500	50	7,8	1,25
0,74	1	6	ПМА	10	660	АП50	500	50	7,8	1,25
0,74	1	6	ПМА	10	660	АП50	500	50	7,8	1,25
0,74	1	6	ПМА	10	660	АП50	500	50	7,8	1,25
4,4	4,84	31,53	ПМА	10	660	АП50	500	50	40,99	6,06
1,1	2,52	11,34	ПМА	10	660	АП50	500	50	14,74	3,15

Согласно ПУЭ-07 [18] учет потребляемой электроэнергии осуществляется с помощью электросчетчиков, устанавливаемых на трансформаторной подстанции.

Экономия электроэнергии достигается организацией оптимальных процессов и режимов работы электрифицированных агрегатов. Снижения расходов электроэнергии можно также достичь уменьшением механических потерь в механизмах и механических мероприятиях. Для экономии электроэнергии на освещение следует своевременно включать и выключать светильники, обеспечивать нормальный уход за ними.

С целью снижения электротравматизма по технике безопасности предусматриваются следующие мероприятия [18]:

- заземление электродвигателей;
- защитное отключение;
- применение малого напряжения (12-36 В).

Необходимо предусматривать надежное ограждение электроприемников, к которым возможно прикосновение или приближение на недопустимое расстояние согласно [18].

6 БЕЗОПАСНОСТЬ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ

6.1 Условия труда. Идентификация вредностей и опасностей

Согласно статье 212 Трудового Кодекса Российской Федерации работодатель обязан создавать безопасные и безвредные условия труда и информировать их о действительном состоянии условий труда. Для этого санитарно-бытовые условия труда должны отвечать требованиям нормативных документов. Так, согласно СП 2.2.1.1312-03 [22] устанавливаются площадь и объем помещения, приходящиеся на 1 человека (при категории труда 2б - 4,5 м² и 25 м³).

Для строительства объекта экономики были взяты типовой проект одноэтажного здания, состоящего из компрессорного цеха и охлаждаемых помещений. В качестве строительного материала используется сэндвич-панели МВП. В качестве утеплителя используется негорючая базальтовая вата типа «ROCK-WOOL»[29]. Характеристика производственного здания приведены в таблице 6.1, где согласно ПУЭ [18] установлены классы помещений по опасности поражения электрическим током и характеру окружающей среды.

Рациональное освещение и цветовая отделка производственных помещений и рабочих мест снижает общее и зрительное утомление, а также способствует повышению и производительности труда. Недостаток освещения рабочих мест может стать причиной несчастных случаев и может привести к заболеванию. В связи с этим предусматривается естественное и искусственное освещение.

В компрессорном цехе также предусмотрены санитарно-бытовые помещения, характеристика которых приведена в таблице 6.2, согласно [23].

Тип светильников ламп накаливания НСО-200 для люминесцентных ламп ПВЛ-2х40.

Характеристика освещения для влажных помещений приведены в таблице 6.3, согласно СП 52.13330.2011 [28].

Город Прокопьевск Кемеровской области относится к 1 группе административного района по ресурсам светового климата согласно СП 52.13330.2011 [28].

Для создания нормальных условий работы система отопления в компрессорном цехе предусматривает температуру воздуха 16°С с неработающим оборудованием.

Для создания нормальных условий температура воздуха в компрессорном цехе должны соответствовать требованиям СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» [27].

										Лист
										69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Таблица 6.1 - Характеристика помещений

Цех, отделение	Тип здания и этажность	Строительные размеры, м	Площадь и объем производственного помещения на одного работника				Периодичность уборки производственного помещения
			м ²		м ³		
			норма	факт	норма	факт	
Компрессорный	Каркасное здание, одноэтажное	длина – 12 м ширина – 12 м высота – 6 м	4,5	18	25	108	Один раз в сутки

Таблица 6.2 - Номенклатура и оборудование санитарных помещений

Цех, отделение	Количество работающих в максим. смену		Группа производственного процесса	Санитарно-бытовые помещения			Санитарно-технические устройства		
	женщина	мужчина		Наименование	Площадь, м ²		Наименование	Количество	
					Факт	Норма		Факт	Норма
Компрессорный цех и наименование КИП	1	7	1 б	Гардеробная (кабинка)	0,3	0,16	Душ	1	1
				Санитарный узел	4	3	Умывальник	1	1
				Душевая с умывальником	0,9	0,81	Напольные чаши	1	1

Таблица 6.3 - Освещенность помещений

Цех	Разряд и подразряд зрительных работ	Контраст объекта с фоном	Характеристика фона	Искусственное освещение				Коэффициент естественного освещения	
				Освещение, лк		Коэффициенты		естественное освещение	совмещенное освещение
				при системе комбинир. освещ.	при системе общего освещения	Р	Кп, %		
Компрессорный	VIIIб	Независимо от характеристик фона и контраста объекта с фоном	—	75	-	-	0,3	0,2	

Компрессорный цех отапливается от котельной, которая находится на территории предприятия и работает на газе. В качестве теплоносителя выступает

вода с температурой на входе в здание 120-130⁰С. Отопительные приборы – гладкотрубные радиаторы.

Значения параметров микроклимата сведены в таблицу 6.4 для категории средней тяжести труда Пб.

Таблица 6.4 - Параметры микроклимата зданий

Период года	Категории работ	Температура воздуха, °С		Температура поверхности, %		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая
			Выше/ниже оптимальной						Выше/ниже оптимальной
Холодный	Пб	17-19	19,1-22/15-16,9	16-20	14-23	60-40	15-75	0,2	0,4/0,2
Теплый	Пб	19-21	21,1-27/16-18,9	18-22	15-28	60-40	15-75	0,2	0,5/0,2

Поддержка оптимальных параметров микроклимата в холодный период года осуществляется с помощью систем отопления. Выбор исходных данных для расчета расхода тепла выполнен согласно СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» [38].

Исходные данные представлены в таблице 6.5

Таблица 6.5 – Исходные данные для расчета системы отопления

Цех, отделение	Место расположения	Температура холодной пятидневки	Среднесуточная температура наружного воздуха в холодный период	Продолжительность сезона	Система отопления	Потребное количество тепла, Вт	Температура теплоносителя, °С
Компрессорный	г. Прокопьевск	-39	-6,7	242	Водяная	0,97·10 ⁸	95÷105

Ориентировочный расход теплоты на отопление по укрупненным показаниям. Часовой расчетный расход теплоты Q_o, Вт определяют по формуле [7]:

$$Q_o = J_t \cdot V_n \cdot q_o \cdot (t_b - t_{но}), \quad (6.1)$$

где J_t - поправочный коэффициент, принимаемый в зависимости от

расчетной температуры наружного воздуха при
 $t_{н}=-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $J_t=1,2$; $t_{н}=-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $J_t=1$;
 $t_{н}=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $J_t=1,1$; $t_{н}\leq-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $J_t=0,9$;
 $V_{н}$ - отапливаемый объем здания, м^3 ;
 q_0 - удельная тепловая отопительная характеристика, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \text{К})$;
 $t_{в}$ - расчетная внутренняя температура отапливаемого помещения, $^{\circ}\text{C}$;
 $t_{но}$ - расчетная зимняя температура наружного воздуха для отопления, (для г. Прокопьевска $-39\text{ }^{\circ}\text{C}$).

$$Q_0 = 1 \cdot 1296 \cdot 0,5 \cdot (19+39) = 37584,0$$

Средний часовой расход теплоты Q_0^{cp} , Вт на отопление [7]:

$$Q_0^{cp} = Q_0 \cdot (t_{в} - t_{срo}) / (t_{в} - t_{но}), \quad (6.2)$$

где $t_{срo}$ - средняя температура отопительного периода, (для г. Прокопьевска $-1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

$$Q_0^{cp} = 37584,0 \cdot (19+6,7)/(19+39)=16653,6$$

Годовой расход теплоты на отопление Q_0^r , Вт рассчитываем по формуле [7]

$$Q_0^r = Q_0^{cp} \cdot n_0 \cdot T_0, \quad (6.3)$$

где n_0 – число дней отопительного периода, (для г. Прокопьевска - 242);
 T_0 – время работы системы отопления в сутки, часов (при круглосуточной работе $T_0 = 24$ часа).

$$Q_0^r = 16653,6 \cdot 242 \cdot 24 = 0,97 \cdot 10^8$$

Выбор систем вентиляции выполнен согласно СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», [38]. Выбранные системы вентиляции представлены в таблице 6.6

Таблица 6.6 – Системы вентиляции в производственных помещениях

Помещение, цех, отделение	Основные выделяющиеся вредности	Система вентиляции		
		Вытяжная	Приточная	
			В холодный период года	В теплый период года
Компрессорный	NH_3	Механическая, отсос из всех зон не менее 3 объемов в час	Не менее 2 объемов в час	Не менее 2 объемов в час

Для исключения создания аварийной ситуации и поддержание его концентрации при нормальной работе [7, 17]:

- в компрессорном цехе должны быть системы постоянного действия приточно-вытяжной рабочей вентиляции;
- вытяжка воздуха предусматривается из верхней и нижней зоны.

Бытовые помещения должны быть оборудованы отдельной от машинного отделения системой вентиляции.

Кратность воздухообмена предусматривает:

- приток по расчету, не менее 2 раза в час;
- вытяжка по расчету, не менее 3 раза в час;
- аварийная по расчету, не менее 8 раз в час

6.2 Идентификация вредности и опасностей. Методы и средства защиты

В качестве холодильного агента в проектируемой холодильной установке используется аммиак, который является опасным веществом для человека и согласно ГОСТ 12.1.005-88 относится к 4 классу опасности. Согласно ГОСТ 6221-90 аммиак является газом с удушливым резким запахом и относится к взрывоопасным веществам с НКПВ=15% и ВКПВ=28%.

С целью получения исходных данных для разработки мероприятий по созданию безопасных условий труда проводим комплексный анализ идентификации холодильной установки. Принципиальная схема холодильной установки приведена на рисунке 6.1.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

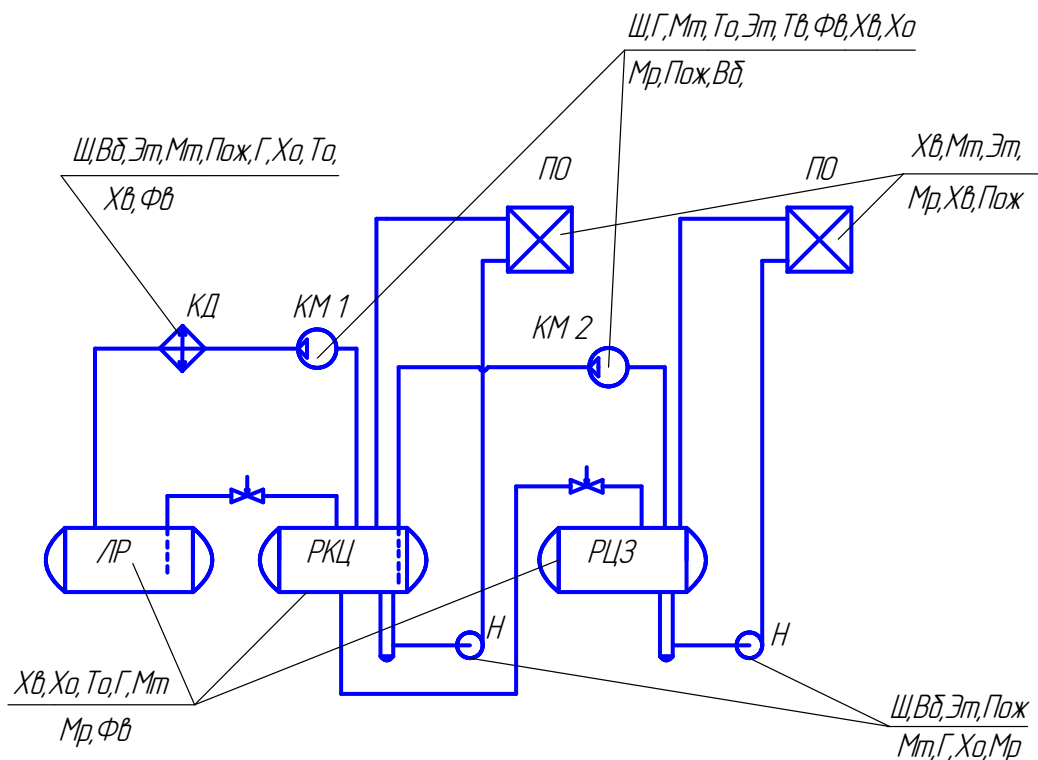


Рисунок 6.1 Условная схема холодильной установки с указанием вредных веществ и факторов

Условные обозначения

- | | |
|--------------------------------------|-----------------------------|
| КМ—Компрессор; | Ш—шум; |
| ЛР—Линейный ресивер; | Вд—вибрация; |
| РКЦ—Компаундный ресивер; | Мт—механические травмы; |
| РЦЗ—Циркуляционный защитный ресивер; | Эл—электротравмы; |
| КД—Конденсатор; | Тв—тепловыделения; |
| ПО—Приборы охлаждения; | То—термический ожог; |
| Н—Аммиачные насосы. | Г—газовыделения; |
| | Пож—пожароопасность; |
| | Mr—механические разрушения; |
| | Хо—химическое отравление; |
| | Хв—химический взрыв. |

К обслуживанию аммиачных холодильных машин и установок допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское обследование и имеющие документы об окончании специального учебного заведения или курсов и имеющие соответствующие документы, и группу допуска. В проектируемой холодильной установке в качестве холодильного агента используется аммиак,

все свойства которого неблагоприятно воздействуют на организм человека и образуют повышенную опасность.

Организация обучения безопасности труда осуществляется согласно ГОСТ 12.0.004-90 [5] и предусматривает своевременное проведение инструктажей.

В месте постоянного пребывания дежурной смены машинисты должны иметь суточный журнал установленного образца, инструкции по безопасному обслуживанию холодильной установки, охлаждающих устройств, КИП, годовые и месячные графики проведения планово-предупредительных ремонтных работ, а также план локализации аварийной ситуации. Общие эргономические требования приведены в таблице 6.7, характеристика веществ в таблице 6.8

Таблица 6.7 – Общие эргонометрические требования

Цех, отделение	Профессия	Категория работ по тяжести	Рабочая поза	Высота рабочей поверхности при организации рабочего места, мм				Высота расположения средств отображения информации		
				Стоя		Сидя		Пол работающего		Средняя высота, мм
				М	Ж	М	Ж	М	Ж	
Компрессорный	Машинист Слесарь	IIa III	Сидя Стоя	до 1,5м	–	750	–	980	–	150
				–	–	–	–	980	–	150

Таблица 6.8 – Физико-химическая и санитарно-гигиеническая характеристика веществ

Цех, отделение, процесс выделения	Вещество	Источники выделения	ПДК в рабочей зоне, мг/м ³	Класс опасности, агрегатное состояние	Токсическое действие	Средства защиты (тип, марка)	Приборы контроля
Компрессорный	NH_3	Масло-сборник	20	4, газ.	Удушение, слезотечение, жжение, тошнота	Противогаз	Газоанализатор

6.3 Безопасность технологического оборудования и технологического процесса

Безопасность эксплуатации технологического оборудования должна быть выполнена согласно требованиям ГОСТ 12.2.003-75 [2], а технологический процесс по ГОСТ 12.3.002-90 [4] и должно быть безопасно при монтаже, ремонте и эксплуатации, а также должно быть сертифицировано.

На проектируемом предприятии в качестве холодильного агента применяем аммиак –R717.

Аммиак бесцветен и обладает характерным раздражающим запахом (нашатырного спирта). При атмосферном давлении и температуре выше 33,4°С ам-

аммиак находится в газообразном состоянии. Он относится к сжиженным газам и промышленностью выпускается в жидком виде. При испарении жидкого аммиака в атмосферу температура его может понижаться до -67°C .

Требования к качеству жидкого аммиака установлены ГОСТ 6221-90Е. Газообразный аммиак относится к горючим газам ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ [3].

Свойства аммиака приведены ниже:

- смесь паров аммиака с воздухом при объеме их содержания от 15% (НКПВ) до 28% (ВНПВ) является взрывоопасной; с увеличением температуры пределы содержания аммиака во взрывоопасной смеси рассматриваются и при температуре 100°C , они лежат в интервале 14,5-29,5% аммиака;
- наибольшее давление взрыва аммиачно-воздушной смеси составляет около 0,45 МПа ($4,5 \text{ кгс/см}^2$);
- при объемном содержании аммиака в воздухе свыше 11% и наличии открытого пламени механического горения;
- температура воспламенения равна 650°C ;
- теплота сгорания $-18631,26 \text{ кДж/кг}$;
- максимальная энергия сжигания -680 мДж .

Растворимость жидкого аммиака в воде неограниченна. Предельно допустимое объемное содержание аммиака в воздухе рабочей зоны 20 мг/м^3 .

Жидкий аммиак вызывает ожоги кожи. Выявление потенциальных вредных факторов проводится в соответствии с ГОСТ 12.03.003-91 ССБТ.

Выявление вредных потенциальных факторов проводится в соответствии с ГОСТ 12.3.003-91 ССБТ.

Результаты идентификации опасностей аварий и инициаторов взрыва приведены в таблице 6.9 согласно ГОСТ 12.0.003-91 «Вредные и опасные производственные факторы. Классификация».

Таблица 6.9 - Вредные факторы и средства защиты

Цех	Оборудования	Наименование вредностей	ПДК, мг/м^3 ПДУ класс опасности	Действие на организм	Индивидуальные средства защиты
1	2	3	4	5	6
К Ц	ЛР	Г, М	$20 \text{ мг/м}^3, 4$	Удушение, нарушение кожных покровов	противогаз типа ПП с коробкой марки КД, изолирующий дыхательный аппарат сжатого воздуха АСВ
К Ц	ДР	Г	$20 \text{ мг/м}^3, 4$	Удушение	противогаз типа ПП с коробкой марки КД, изолирующий дыхательный аппарат сжатого воздуха АСВ

Продолжение таблицы 6.9

1	2	3	4	5	6
К Ц	Винтовые компрессоры	Ш, Вб, Г, И, Т, М, Вл	ПС-75 92 дБ при $f = 80$ Гц $T \leq 45^\circ\text{C}$ $20\text{мг/м}^3, 4$ $100\text{Вт/м}^2 \leq 75\%$	Ухудшение слуха, тепловой дискомфорт, термический ожог, влажность кожных покровов	Противошумовые вкладыши, противогазы ПП с коробкой марки КД, аппарат АСВ, резиновые печатки, СИЗ
К Ц	МЗС	Г, М	$20\text{мг/м}^3, 4$	Ухудшение слуха, сердечной деятельности, удушье, раздражение	Противошумовые вкладыши, противогазы типа ПП с коробкой марки КД, резиновые перчатки, аппараты АСВ
К Ц	МО	Г, Т	$20\text{мг/м}^3, 4$ $\leq 45^\circ\text{C}$	Удушье, тепловой дискомфорт	Противогазы типа ПП с коробкой марки КД, резиновые перчатки, аппараты АСВ
К Ц	Циркуляционный ресивер	Г	$20\text{мг/м}^3, 4$	удушение	То же
К Ц	Аммиачный насос	Г, Ш, Вб	$20\text{мг/м}^3, 4$	Удушье	То же
К Ц	ИК	Г	$20\text{мг/м}^3, 4$	Удушье	То же

Из таблицы 6.9 можно заключить, что значительными вредными факторами являются: Г, Ш, Вб.

Таблица 6.10 – Взрывопожароопасные свойства веществ и материалов

Наименование вещества	Номер аппарата	Агрегатное состояние	Параметры технологического процесса			НКПВ, ВКПВ %, или г/м ³	Температура самовоспламенения, °С	Величина min энергии зажигания, мДж	Максимальное давление взрыва, кПа	Источники инициирования взрыва
			t, °С	P, Па	v, м/с					
NH_3	Ресивер РЦЗ-1,25	Газ, жидкость	-27	0,122	0,92	28	650	680	450	Искра
	Ресивер РЦЗ-1,25		-38	0,072	1,55	20				

Таблица 6.10 - Опасные производственные факторы и средства защиты оборудования

Наименование оборудования	Опасности		Контрольно-измерительные приборы	Способы и средства защиты
	Локальные	аварии взрыва		
1	2	3	4	5
Циркуляционный ресивер	Хо, То, Мт	Хв, Фв, Мр	Манометр, реле уровня, газоанализатор	Фв – предохранительный клапан, испытания на прочность; Хо-противогаз КД, АСВ – аппарат сжатого воздуха, рабочая и аварийная вентиляция, газоанализатор; Псп — уборка помещения; Пож - АСПТ – автоматическая система пожаротушения, первичные средства пожаротушения, аварийная сигнализация,
Компрессорный агрегат	Мт, Эт, Псп, Хо, То	Мр, Хо, Пож, Сэ	Обратные клапаны, манометр, термометры, мегоомметр	
Линейный ресивер	Псп, Мт, Хо,	Хв, Фв, Мр, Пож	Манометр, указатели уровня, газоанализатор	Эт – изолированный инструмент, резиновые перчатки, коврики, предупреждающий плакат, защитные ограждения, защитное заземление; Мр- наличие слабого звена в кинематической цепи; Мт-защитные ограждения; Пв- защитные ограждения; То-защитные ограждения, теплоизоляция; Сэ-защитное заземление, антистатическая обувь
Конденсатор испарительный	Хо, То, Пв, Мт	Хв, Фв, Пож	манометр, газоанализатор, термометр	
Водяной насос	Эт, Мт	Мр, Пож	манометр, реле разности давлений	
Маслосборник, маслоотделитель	Хо, Псп, Мт	Хв, Фв, Мр	Манометр, газоанализатор, термометры	
Аммиачный насос	Эт, Мт, Хо	Мр, Пож	Манометр, термометры	
Воздухоохладитель	Хо, Пв, Мт, Эт	Мр, Хв, Пож	Датчик температуры, газоанализатор	

Из таблицы 6.10 можно сделать вывод, что значительными опасностями локального характера является Хо, Эт, Мт.

Основными авариями являются Хв, Фв, Мр, Пож.

Для исключения Хв применяются следующие меры. Все сосуды, работающие под давлением, проходят испытания на прочность, при этом избыточное давление должно быть:

- на стороне всасывания 1,0 мПа;
- на стороне нагнетания 1,5 мПа.

Разовый контроль концентрации аммиака до взрывоопасных значений осуществляет механик или начальник цеха, а имеющиеся сигнализаторы должны подавать предупредительный и аварийные сигналы. Сигнализаторы при достижении 50% кроме звуковых и световых сигналов должны включать аварийную вентиляцию и отключать электроэнергию в компрессорном цехе.

Поскольку в качестве источника взрыва могут быть: открытое пламя, электрооборудование, разряды атмосферного электричества, то для исключения инициаторов взрыва необходимо исключать открытое пламя, а электрооборудование применяется с допустимым уровнем взрывозащиты в соответствии с требованиями ПУЭ [18]. Курить разрешается в строго отведенных местах, ог-

невые работы проводятся в дневное время (за исключением аварийных случаев).

Характеристика основного положения электрооборудования компрессорного цеха приведена в таблице 6.11 согласно ПУЭ [18].

Таблица 6.11 - Характеристика взрывозащиты используемого оборудования и степени его защиты

Цех	класс взрыво-опасности	оборудование	класс взрыво-опасности	уровень взрывозащиты	вид взрывозащиты	маркировка взрывозащиты	степень защиты от внешних воздействий
Компрессорный цех	2	светильники					IP-53
	2	анализаторные приборы, приборы КИП	ПА-Т1				IP-54
	2	пристенные светильники	—	2	d	2Exd ПАТ1	IP-54
	1	электродвигатель вытяжной и аварийной сигнализации	—	1	d	1Exd ПАТ1	IP-54
	1	электродвигатели компрессоров, водяных насосов	—	1	i	2Exi ПАТ6	IP-54
	1	Вентилятор градирни	—	1	d	1Exd ПАТ1	IP-54

С учетом категории помещения по взрывоопасности (НПБ 105- 03) [15] и класса пожара выбраны средства пожаротушения согласно (НПБ 166-97) [13], которые сведены в таблицу 6.12.

Таблица 6.12 - Характеристика средств пожаротушения

Цех	горючие вещества	степень огнестойкости	категория помещения по пожаровзрывоопасности	класс пожара	первичные средства пожаротушения	автоматические средства пожаротушения	меры и средства пожарозащиты
Компрессорный	NH_3	II	A	C	ОП-10	Спринклерная система пожаротушения	испытание на прочность, внутренний осмотр, разовый осмотр индикатором утечки, сигнализаторы, выполнение конструкций из негорющих материалов
Камеры $t = -10^{\circ}C$ $t = -30^{\circ}C$	NH_3	II	B-4 Д	C	ОП-5 ОП-5	Мангуст-6	

Обеспечение электробезопасности от случайного прикосновения к токоведущим частям достигается следующими техническими способами и средствами, используемыми отдельно или вместе друг с другом — защитные огражде-

ния, безопасное расположение токоведущих частей, изолирование рабочих мест, защитное отключение оборудования, предупредительная сигнализация, блокировка, знаки безопасности.

Для защиты от прикосновения к токоведущим частям электроустановок используется защитное заземление, применение пониженного напряжения, изоляция токоведущих частей, контроль изоляции, средства защиты, предохранительные приспособления. Напряжение выше 12 В, должно применяться для ручных переносных ламп в особо опасных помещениях.

Электрооборудование в компрессорном цехе подлежит заземлению, сопротивление заземляющего контура должно быть 4 Ом, согласно ПУЭ [18] и в особо опасных помещениях должно проверяться 2 раза в год. При обследовании электрического оборудования должно использоваться СИЗ от поражения электрическим током. Над каждым видом оборудования должны быть вывешены инструкции по безопасной эксплуатации, которые пересматриваются один раз в три года начальником цеха или мастером.

В случае прорыва аммиака в результате нарушения герметичности трубопроводов, а также компрессоров, обязательно предусматривается эвакуация обслуживающего персонала из данного помещения. Пути эвакуации должны быть короткими и безприпятственными. Для этого помещение машинного отделения должны иметь два выхода, максимально удаленных друг от друга, из которых один должен выходить наружу. Общая длина пути не более 18 метров. Двери машинного отделения согласно СНиП 21-01-97 [21] должны открываться в сторону выхода. Они не должны выходить непосредственно в производственные помещения или связанные с ними коридоры.

Среди мер предотвращающих распространение пожара важное значение имеет применение огнепредупредительных предохранительных мер на технологических коммуникациях, а также в системах вентиляции воздушного отопления и кондиционирование воздуха.

Для предотвращения возможности возникновения и распространения пламени в резервуарах для хранения горючих жидкостей, в установках, где такие жидкости обогащаются, в помещениях применяются огнетушители.

Возгорание в начальной стадии может быть получено с помощью первичных средств пожаротушения. К ним относятся: огнетушители, бочки с водой, багры, ломы и т. п.

Для исключения поражения объекта от атмосферного электричества, предусматриваются молниезащита, требования к которой изложены в РД 34.21.122-87 и принимаются для защиты компрессорного цеха по 2 категории защиты в виде одиночного молниеотвода. Требования, предъявляемые к молниезащите предприятия, отражены в таблице 6.13.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						80

Таблица 6.13 – Молниезащита зданий, сооружений

Район расположения предприятия	Среднегодовая продолжительность гроз, ч/год	Вид объекта и класс взрывоопасных зон	Тип зоны защиты	Категория молниезащиты	Тип молниезащиты
Прокопьевск	40-60	В-2б	Б	II	Стержневой

Согласно ГОСТ 12.0.004-90 [5] все работающие должны проходить инструктаж записанный в журнале прохождения инструкций и в личной карточке прохождения обучения на предприятии.

Для ликвидации возможного пожара на территории предусмотрено наличие пожарных гидрантов с указанием места их расположения на здании.

В помещении компрессорного цеха вывешивается схема эвакуации, а в самом цехе предусмотрено два эвакуационных выхода согласно СНиП 21-01-97 [21].

Предусмотрена противопожарная сигнализация, совмещенная с отключением холодильной установки.

В случае возникновения пожара для его локализации организована добровольная пожарная дружина из числа работающих, прошедших инструктаж. Для локализации образовавшегося при выбросе газового облака аммиака и защиты окружающей среды предусмотрена водяная завеса. Снаружи холодильной камеры, в случае нахождения человека в камере, на них должно быть табло «Человек в камере», а внутри должна быть расположена кнопка вызова. При выходе из цеха предусматривается хранение противогазов на весь состав работающих.

6.4 Чрезвычайные ситуации. Пожарная безопасность.

Аммиачные холодильные установки являются основным источником хладоснабжения для различного типа производственных комплексов, в том числе предприятий в перерабатывающей промышленности и сельском хозяйстве. Эта тенденция серьезно не изменится и в ближайшее время. Вопросам безопасности аммиачных установок и изменениям в концепции такой безопасности традиционно уделялось большое внимание. Несмотря на широкое осуществление мер пожарной профилактики, число загораний, пожаров и взрывов на предприятиях остается сравнительно большим.

Согласно [14] производственные помещения и здания в зависимости от используемых или получаемых веществ и материалов подразделяются по взрывопожарной и пожарной опасности на категории: А, Б, В1-В4, Г и Д. Помещение компрессорного цеха холодильной установки относится к категории А.

К основным причинам пожаров и взрывов в компрессорном цехе можно отнести: неправильное заполнение горючими газами, легковоспламеняющимися жидкостями емкостей и коммуникаций, применение несоответствующих

											Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							81

ГОСТу смазочных материалов для компрессоров, отсутствие или неэффективность средств обнаружения и тушения пожаров на ранней стадии его возникновения, внезапное появление факторов, ускоряющих развитие пожара (разрушение аппаратов при взрыве, растекание огнеопасных жидкостей, образование паро-, газо- и пылевоздушных облаков, отказы элементов технологического и противопожарного оборудования).

Возможными путями распространения пожара в цехе могут служить поверхности, открыто хранящихся или обрабатываемых материалов и веществ; поверхности разлившихся ЛВЖ и ГЖ, паровоздушные горючие объемы (облака), кабельные туннели, технологическое оборудование, взрывная волна, дверные, оконные и технологические проемы, сгораемые конструкции здания и т.д.

Для предотвращения распространения пожара и исключения взрывов в компрессорном цехе принимаются многочисленные меры.

В настоящее время существует достаточно много способов повышения пределов огнестойкости строительных конструкций. В компрессорном цехе для повышения огнестойкости применяют вспучивающиеся краски. В условиях пожара краски вспучиваются и образуют на поверхности конструкций пористый теплоизолирующий слой.

Для предотвращения распространения пожара и продуктов горения в компрессорном цехе устроены противопожарные стены. Противопожарные стены должны быть возведены на всю высоты здания и обеспечивать нераспространение пожара по зданию. Противопожарные преграды, отделяющие цех от помещений других категорий отделяются от них тамбур-шлюзами с постоянным подпором воздуха.

Компрессорный цех обычно объединяют со вспомогательными помещениями, обеспечивающими работу холодильной установки и санитарно – бытовые условия работы персонала компрессорного цеха. Эти помещения, отделенные несгораемой стеной, имеют выход через отдельный коридор, связанный дверью с машинным отделением или через тамбур-шлюз, имеющий выход наружу. При компрессорном цехе находится блок электроснабжения цеха, отделенная несгораемой стеной. Помещение для трансформаторов, электрораспределительных устройств и электрошита должны иметь выход наружу.

Ограждающие конструкции здания компрессорного цеха должны иметь легко сбрасываемые элементы общей площадью не менее $0,05 \text{ м}^2$ на 1 м^3 объема помещения.

При размещении оборудования компрессорного цеха необходимо максимально сокращать площадь и длину трубопроводов. Не допускается размещать холодильное оборудование под эстакадами технологических трубопроводов с горючими, едкими и взрывоопасными продуктами. Ширина центрального прохода для обслуживания оборудования должна быть не менее 1,5 м. Проход шириной не менее метра допускается предусматривать между выступающими частями оборудования с электродвигателями мощностью не более 55 кВт, более 55 кВт должен быть не менее 1,5 м. Под циркуляционными ресиверами преду-

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					82

смотрен приямок для сбора хладагента в случае аварии. Линейный и дренажный ресиверы размещены в специальном поддоне.

В соответствии с НПБ 105-03 «Системы оповещения и управления эвакуацией людей при пожарах в зданиях и сооружениях (СОУЭ)», [15] оповещение и управление эвакуацией людей из производственных зданий и сооружений категории А должны осуществляться посредством звукового способа оповещения (сирена, тонированный сигнал и др.), световых мигающих указателей и световых оповещателей «Выход».

Нормы (СНиП 21-01-97) предъявляют определенные требования к выходам из помещений и зданий, которые считаются эвакуационными. Компрессорный цех имеет два эвакуационных выхода наиболее удаленных друг от друга. Высота эвакуационных выходов в свету должна быть не менее 1,9 м. Для производственных зданий ширину эвакуационного выхода (двери) из помещений принимают в зависимости от общего количества людей эвакуирующихся через этот выход, но не менее 0,8 м. Двери эвакуационных выходов и другие двери на путях эвакуации должны открываться по направлению выхода из здания. Для повышения безопасности людей при пожаре могут предусматриваться аварийные выходы, которые не учитываются при эвакуации. К таким выходам относятся все выходы, не отвечающие требованиям, предъявляемым эвакуационным. Расстояние по коридору от двери наиболее удаленного помещения площадью не более 1000 м² до ближайшего выхода наружу не должно превышать 25 м.

Высота горизонтальных путей эвакуации в свету должна быть не менее 2 м. Ширина общих коридоров из помещений, вмещающих более 15 человек должны быть не менее 1,2 м. На путях эвакуации не допускаются перепады высот более 45 см и выступы, за исключением порогов в дверных проемах.

Для тушения пожара огнетушащие вещества выбирают в каждом конкретном случае с учетом условий протекания процесса горения, пожарной опасности и физико-химических свойств производимых, хранимых и применяемых веществ и материалов. В таблице 6.14 приведены рекомендуемые средства тушения в компрессорном цехе.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						83

Таблица 6.14 - Средства пожаротушения в компрессорном цехе

Класс пожара	Характеристика класса	Подкласс пожара	Характеристика подкласса	Рекомендуемые средства пожаротушения
1	2	3	4	5
С	Горение газообразных веществ	-	Бытовой газ, пропан, водород, аммиак и др.	Объемное тушение и флегматизация газовыми составами, порошки типа АВСЕ и ВСЕ, вода для охлаждения оборудования
Е	Пожары, связанные с горением электроустановок	-	Горение установок под электронапряжением	Порошки, хладоны, газоаэрозольные составы

В качестве первичных средств пожаротушения в цехе используются внутренние пожарные краны, огнетушители, песок. Внутренний пожарный кран расположен на высоте 1.35 м от пола у входа. Пожарный кран снабжается рукавом диаметром 50 мм, длиной 10 или 20 м. В помещении должно быть не менее 2 пожарных кранов.

Для тушения загораний и пожаров в начальной стадии используют огнетушители, предназначенные для тушения пожаров различных классов. Для тушения пожара класса С наиболее эффективны порошковые огнетушители. Норма оснащения помещения ручными огнетушителями представлена в таблице 6.15. Каждый огнетушитель установленный на объекте, должен иметь порядковый номер, нанесенный на корпус белой краской и паспорт по установленной форме. Огнетушители следует располагать на видных местах вблизи от выходов из помещений на высоте не более 1,5 м и на расстоянии от двери, достаточным для ее полного открывания. Бочки для хранения воды, устанавливаемые рядом с пожарными щитами должны иметь объем в соответствии с требованиями ГОСТ 12.4.009-83 не менее 0,2 м³ и комплектоваться ведрами. Ящики для песка должны иметь объем 0,5, 1,0 или 3 м³ и комплектоваться совковой лопатой по ГОСТ 3620-76. Для помещений категории А запас песка в ящиках должен быть не менее 0,5 м³ на каждые 500 м² защищаемой площади.

Таблица 6.15 - Норма оснащения помещения ручными огнетушителями

Категория помещения	Предельная защищаемая площадь, кв.м.	Класс пожара	Пенные и водные огнетушители вместимостью 10л.	Порошковые огнетушители вместимостью, л/массой огнетушащего вещества, кг			Хладоновые огнетушители, 2(3) л.
				2/2	5/4	10/9	
А (горючие газы и жидкости)	200	С	-	-	2	1	-
А (горючие газы и жидкости)	200	Е	-	-	2	1	-

Правила пожарной безопасности в РФ (ППБ-01-03) требуют, чтобы во всех производственных, административных, складских и вспомогательных помещениях на видных местах были вывешены таблички с указанием номера телефона вызова пожарной охраны.

В компрессорном цехе предусмотрена система пожарной сигнализации. Выбор типов пожарных извещателей для данного помещения приведен в таблице 6.16.

Таблица 6.16 Выбор пожарных извещателей компрессорного цеха

Характеристика помещения	Тип пожарного извещателя
Помещения для оборудования и трубопроводов по перекачки горючих жидкостей и масел, для испытаний двигателей внутреннего сгорания и топливной аппаратуры, наполнения баллонов горючими газами.	Пламени, тепловой

Таким образом, в разделе «Безопасность в производственных условиях» определены условия труда, установлены классы помещений по характеру окружающей среды и опасности поражения электрическим током, проведен анализ потенциальных опасностей и вредностей холодильной установки, приведены меры электробезопасности и взрывобезопасности, описаны противопожарные меры, применяемые в компрессорном цехе.

7 РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЕКТА

7.1 Расчет годовой выработки холода

Расчет годовой выработки холода $Q_{год}$, тыс. ст. ккал., производится по формуле, [16]:

$$Q_{год} = \sum Q_{0cm} \cdot T \cdot \beta, \quad (7.1)$$

где $\sum Q_{0cm}$ — суммарная рабочая холодопроизводительность компрессоров в стандартном режиме;

T — количество часов работы компрессора;

β — коэффициент использования рабочего времени.

Таблица 7.1 – Расход общей потребности холода

Температура кипения, °С	Удельный вес холода по температурам кипения, кВт	Расход холода по температурам кипения, тыс. кДж/ч	Коэффициент перевода	Расход холода, тыс. ккал/ч
-30	141,7	510,12	1,8	219,14
-10	72,45	260,82	0,78	48,55

Итого: $Q_o = 267,69$

$$Q_{год} = 267,49 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,85 = 1993219,74$$

7.2 Расчет капитальных вложений

Холодильное оборудование, применяемое на данной холодильной установке, занесено в таблицу 7.2.

Исходя из этих данных, стоимость приобретенного оборудования C , руб., определяется по формуле, [16]:

$$C = Ц \cdot n_i \cdot (1 + K_1 + K_2 + K_3), \quad (7.2)$$

где $Ц$ — оптовая цена единицы оборудования, руб.;

n — количество оборудования i -го типа;

K_1 — коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы, $K_1=0,05$;

K_2 — коэффициент, учитывающий затраты на монтаж и наладку оборудования, $K_2=0,05$;

K_3 — коэффициент, учитывающий затраты на строительные работы и устройство фундаментов оборудования, $K_3=0,05$.

Таблица 7.2 – Затраты на приобретение оборудования

Наименование оборудования	Характеристика оборудования	Стоимость единицы оборудования (руб.)	Количество	Общая стоимость (руб.)
1	2	3	4	5
Компрессор СТХ-R4 E	$N_э=79$ кВт $V_д=0,135$ м ³ /с	935000	1	935000
Компрессор СТХ-R1 E	$N_э=36$ кВт $V_д=0,11$ м ³ /с	775000	2	1550000
Ресивер РЦЗ - 1.25	$V=1,25$ м ³	380200	1	380200
Ресивер РКЦ - 1,25	$V=1,25$ м ³	410000	1	410000
Ресивер РЛД -1.25	$V=1,25$ м ³	355600	2	711200
Конденсатор МИК2-200-Н	$N_э=4,4$ кВт $F=211$ м ²	939600	1	939600
Аммиачный насос ЦГ6,3/32К-2,2	$N_э=2,2$ кВт $V=6,3$ м ³ /ч	66811	4	267244
Водяной насос К65-50-125	$N_э=3$ кВт $V_w=25$ м ³ /ч	14380	6	86280
Градирня ГРАД 16	$N_э=1,1$ кВт $V_w=16$ м ³ /ч	81000	1	81000
Маслоотделитель 50МА	$V=0,043$ м ³	95900	1	95900
Маслосборник 60МЗС	$V=0,06$ м ³	63560	1	63560

Продолжение таблицы 7.2

1	2	3	4	5
Воздухоохладитель АВН 080/2-12-105 (А)	F=105,2 м ² Nэ=3 кВт	118000	10	1180000
Воздухоохладитель АВН 046/2-10-55 (В)	F=54,9 м ² Nэ=0,74 кВт	75800	5	379000
Воздухоохладитель АВН 046/2-16-35 (В)	F=36,6 м ² Nэ=0,74 кВт	66000	5	330000
Воздухоохладитель АВН 046/2-10-40 (А)	F=41,2 м ² Nэ=0,74 кВт	59400	5	297000
Воздухоохладитель АВН 046/2-12-45 (В)	F=46,8 м ² Nэ=0,74 кВт	71100	3	213300
Grasso Purger	V=0,0022 м ³ Nэ=0,4 кВт	31200	1	31200

Итого

7950484

$$C = 7950484 \cdot (1 + 0,05 + 0,05 + 0,05) = 9143056,6$$

Капитальные вложения в основные и оборотные средства $K_{тр}$, руб., определяются по формуле, [16]:

$$K_{тр} = K_{об} + K_{соор} + K_{зд} + K_{инв} + K_3 + K_m, \quad (7.3)$$

где $K_{соор}$ — капитальные вложения в сооружения (градирня), руб.;

$K_{зд}$ — капитальные вложения в здания, руб.;

$K_{инв}$ — капитальные вложения в инвентарь, руб. (2-3% от C);

K_3 — капитальные вложения в запасные части, руб. (2-3% от C);

K_m — капитальные вложения в запасные материалы, руб. (2-3% от C);

Капитальные вложения в холодильное оборудование $K_{об}$, руб., определяются по формуле, [16]:

$$K_{об} = C + K_{труб} + K_{кин} + K_{пр}, \quad (7.4)$$

где $K_{труб}=15-20\% C$ – капитальные вложения в трубопроводы, руб.;

$K_{кин}=20\% C$ - капитальные вложения в КИП, руб.;

$K_{пр}=5\% C$ - прочее неучтенное оборудование, руб.

$$K_{об} = 9143056,6 + (0,15 \cdot 9143056,6) + (0,2 \cdot 9143056,6) + (0,05 \cdot 9143056,6) = 12800279,2$$

Стоимость зданий производственного назначения $K_{зд}$, руб., определяют по формуле, [16]:

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						88

$$K_{з\partial} = F \cdot Ц, \quad (7.5)$$

где F – площадь компрессорного цеха, м²;
 $Ц$ – стоимость 1 м² производственного здания, руб.

$$K_{з\partial} = 144 \cdot 35000 = 5040000$$

Капитальные вложения в запасные материалы, инвентарь и запасные части принимаются равными 2-3% от стоимости оборудования и равны 180998,1 руб.

$$K_{мп} = 12800279,2 + 5040000 + 182861,1 + 182861,1 + 182861,1 = 18388862,5$$

Удельные капитальные вложения $K_{y\partial}$, руб./тыс.ст.ккал, определяются по формуле, [16]:

$$K_{y\partial} = \frac{K_{мп}}{Q_{з\partial}}, \quad (7.6)$$

$$K_{y\partial} = \frac{18388862,5}{1993219,74} = 9,2$$

7.3 Расчет текущих годовых затрат

Расчет себестоимости холода проводится на уровне цеховой себестоимости, так как холод, производимый в компрессорном цехе, не выступает в виде товарного (конечного) продукта предприятия, а расходуется в других технологических цехах предприятия.

В качестве единицы продукции холода используют обычно 1000 ст.ккал. Себестоимость выработки холода, руб./год определяется по формуле, [16]:

$$S = S_c + S_e + S_э + S_{зп} + S_{цех}^p, \quad (7.7)$$

где S_c - затраты на сырье, руб./год;
 S_B - затраты на воду, руб./год;
 $S_э$ - затраты на электроэнергию, руб./год;
 $S_{зп}$ - заработная плата производственных рабочих, руб./год;
 $S_{цех}^p$ - цеховые расходы, связанные с обслуживанием компрессорного цеха, руб./год.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

7.3.1 Расчет затрат на сырье и материалы

Годовая потребность в смазочном масле M , кг/год, определяется по формуле, [16]:

$$M = q_m \cdot T \cdot (1 - K_{mo}) \cdot \beta, \quad (7.8)$$

где q_m - величина уноса масла из компрессора, кг/час; для винтовых компрессоров $q_m = 0,12$ кг/ч, в проектируемой холодильной установке 3 винтовых компрессора;

K_{mo} - коэффициент маслоотделения (зависит от типа маслоотделителя $K_{mo} = 0,6$);

$$M = 3 \cdot 0,12 \cdot 24 \cdot 365 \cdot (1 - 0,6) \cdot 0,85 = 1072,22$$

Годовая стоимость смазочного масла, C , руб./год, определяется по формуле, [16]:

$$C_m = M \cdot Ц, \quad (7.9)$$

где M - годовой расход смазочного масла, кг/год;
 $Ц$ - стоимость 1 кг масла (65 руб.).

$$C_m = 1072,22 \cdot 65 = 69694,3$$

Годовую стоимость аммиака $C_{ам}$, руб./год, определяют по формуле, [16]:

$$C_{ам} = \sum Q_{0ст} \cdot N \cdot Ц, \quad (7.10)$$

где N - годовой расход аммиака для пополнения системы на тыс. ст. ккал/час; $N = 4,2$ кг;
 $Ц$ - стоимость 1 кг аммиака, руб.; $Ц = 30$ руб.

$$C_{ам} = 267,69 \cdot 4,2 \cdot 30 = 33728,9$$

Затраты на сырье S_c , руб./год, определяется по формуле, [16]:

$$S_c = C_m + C_{ам}, \quad (7.11)$$

$$S_c = 69694,3 + 33728,9 = 103423,2$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

7.3.2 Расчет затрат на воду

Годовой расход свежей воды, G_6 , м³/год, определяется по формуле [16]:

$$G_6 = Q_{год} \cdot q_6, \quad (7.12)$$

где q_6 – удельная норма расхода воды на тыс. ст. ккал/ч;
 $Q_{год}$ – годовая холодопроизводительность компрессоров в стандартном режиме, тыс. ст. ккал.

Удельная норма расхода воды на тыс. ст. ккал/ч для испарительного конденсатора $q_{61}=0,005$ м³. Годовой расход свежей воды на конденсатор G_{61} , м³/год:

$$G_{61} = 1993219,74 \cdot 0,005 = 9966,1$$

Удельная норма расхода воды на тыс. ст. ккал/ч для градирни $q_{62}=0,01$ м³. Годовой расход свежей воды на градирню, G_{62} , м³/год:

$$G_{62} = 1993219,74 \cdot 0,01 = 19932,2$$

При расчете стоимости потребляемой воды берем 1% от годового расхода на пополнение системы.

Стоимость потребляемой воды C_6 , руб./год, определяется по формуле, [16]:

$$C_6 = (G_{61} + G_{62}) \cdot Ц \cdot 0,01, \quad (7.13)$$

где $Ц$ – стоимость 1 м³ воды, руб./м³, $Ц=52$ руб./м³.

$$C_6 = (19932,2 + 9966,1) \cdot 52 \cdot 0,01 = 15547,1$$

7.3.3 Расчет затрат на электроэнергию

Годовой расход электроэнергии $N_{год}$, кВт, определяется по формуле, [16]:

$$N_{год} = \frac{N_i}{\eta} \cdot (K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot T), \quad (7.14)$$

где N_i – суммарная установленная мощность электродвигателей подобранного холодильного оборудования, кВт;
 K_1 – коэффициент загрузки электродвигателей по времени работы

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

холодильной машины (принимая $K_1=0,7$ [16]);

K_2 – коэффициент загрузки электродвигателей по мощности

холодильной машины (принимая $K_2=0,7$ [16]);

K_3 – коэффициент, учитывающий потери электроэнергии в сети (принимая $K_3=1,05$ [16]);

T – время работы электродвигателей, час,

η – коэффициент полезного действия электродвигателей (0,9).

$$N_{\text{год}} = \left(\frac{79 \cdot 1 + 36 \cdot 2 + 4,4 \cdot 1 + 2,2 \cdot 4 + 3 \cdot 6 + 1,1 \cdot 1 + 3 \cdot 10 + 0,74 \cdot 18}{0,9} \right) \cdot (0,7 \cdot 0,7 \cdot 1,05 \cdot 365 \cdot 24) =$$
$$= 1136870,8$$

Годовая стоимость электроэнергии $S_{\text{э/э}}$, руб./год, определяется по формуле, [16]:

$$S_{\text{э/э}} = N_{\text{год}} \cdot C_{\text{э}}, \quad (7.15)$$

где $C_{\text{э}}$ – стоимость кВт/ч потреблённой электроэнергии, руб., $C_{\text{э}}=4,27$ руб.

$$S_{\text{э/э}} = 1136870,8 \cdot 4,27 = 4854438,3$$

7.4 Расчет годового фонда оплаты труда рабочих энергоцеха

Годовой фонд заработной платы рабочих энергоцеха $\Phi_{\text{год}}$, руб./год, определяется по формуле, [16]:

$$\Phi_{\text{год}} = M \cdot 11 \cdot D_1 \cdot D_2 \cdot D_3, \quad (7.16)$$

где D_1 – коэффициент, учитывающий размер дополнительной зарплаты на основные и дополнительные отпуска, $D_1=1,1$;

D_2 – коэффициент, учитывающий премии, $D_2=1,2$;

D_3 – районный коэффициент (для г. Прокопьевска $D_3=1,3$);

M – месячный фонд заработной платы, руб.

$$\Phi_{\text{год}} = 79000 \cdot 11 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 1491204$$

Штат энергоцеха приведен в таблице 7.3.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

Страховые взносы принимаются в размере 30,2 % от годового фонда оплаты труда.

Сумма окладов производственных рабочих составляет 73000 руб., определяем годовой фонд производственных рабочих:

$$\Phi_{год} = 96000 \cdot 11 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 1812096$$

Отчисления на страховые взносы производственных рабочих составят:

$$\Phi_{соц} = 1812096 \cdot 30,2 / 100 = 547253,0$$

7.6 Расчет цеховых расходов

Таблица 7.6 - Месячный фонд оплаты труда цехового персонала

Наименование должностей и категорий работников	Количество работников	Месячный оклад одного работника, руб.	Итого по каждой категории
Сменный механик	2	15500	31000
Начальник цеха	1	26000	26000
Уборщица	2	8000	16000
Всего:	5		73000

Годовой фонд цеховых работников, руб./год определяется по формуле (7.16), [16]:

$$\Phi_{год} = 73000 \cdot 11 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 1377948$$

Отчисления на страховые взносы цеховых рабочих составят, руб.:

$$\Phi_{соц} = 1377948 \cdot 30,2 / 100 = 416140,3$$

Амортизация основных производственных фондов:

зданий 2,5% от $K_{зд}$ – 126000 рублей;

оборудования 10 % от $K_{об}$ – 1280027,9 рублей.

Текущий ремонт составляет 5,5 % от стоимости основных производственных фондов – 981215,4 рублей.

Содержание зданий, сооружений, оборудования, инвентаря составляет 1,5 % от основных производственных фондов – 267604,2 рублей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы разработана планировка распределительного холодильника емкостью 4500 т.

В камерах хранения мороженных и охлажденных продуктов установлены воздухоохладители, что обусловило более равномерное распределение температуры воздуха в камере, высокое значением коэффициента теплоотдачи от продуктов к воздуху при их термической обработке, малую аммиакоёмкость. Для отвода теплоты конденсации выбран испарительный конденсатор. Принятые в проекте технические решения повышают безопасность эксплуатации холодильной установки.

В специальной части рассмотрены вопросы использования естественного холода в системе охлаждения холодильника.

В схеме используется современное оборудование, что позволяет автоматизировать холодильную установку и создавать благоприятные условия работы обслуживающего персонала.

В разделе электроснабжения предприятия были подобраны распределительные шкафы, расцепители автоматов для безопасности снабжения предприятия электроэнергией, а также подобраны соответствующие кабели для питания оборудования.

В разделе безопасности в производственных условиях были рассмотрены вопросы обеспечения безопасности на производстве и произведен расчет молниезащиты.

В экономической части произведены расчеты технико-экономических показателей, затраты на строительство компрессорного цеха, оборудование, сырье, материалы, электроэнергию.

Проект холодильной установки распределительного холодильника ёмкостью 4500 т. в городе Прокопьевске Кемеровской области выполнен в соответствии с современными требованиями по проектированию холодильников.

									Лист
									96
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов С.Н. и др. Свойства веществ. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985.
2. ГОСТ 12.2.003-75. Оборудование производственное. Требования безопасности.
3. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно – гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
4. ГОСТ 12.3.002-90. Процессы производственные. Общие требования безопасности.
5. ГОСТ 12.0.004-90. Организация обучения безопасности труда.
6. ГОСТ 12.0.003–91. Вредные и опасные производственные факторы. Классификация.
7. Иванов Ю.И., Михайлов Ю.П., Ракитянская С.В. Безопасность жизнедеятельности: Учебное пособие -/ Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – Кемерово, 2004 – 236 с.
8. Интернет сайт: <http://www.mos-nasos.ru>.
9. Комарова Н.А. «Холодильные установки»: Учебное пособие. Часть I (Книга 1). Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – Кемерово 2004. – 125с.
10. Комарова Н.А. «Холодильные установки»: Учебное пособие. Часть I (Книга 2). Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – Кемерово 2006. – 120с.
11. Комарова Н.А. Холодильные установки. Основы проектирования: учебное пособие / Н.А. Комарова; Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – 2-е изд., перераб. и доп. – Кемерово, 2012. – 368 с.
12. Курылев Е.С., и др. Холодильные установки / Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д.. – СПб.: Политехника, 2004. – 576 с.
13. НПБ 166-97. Пожарная техника. Огнетушители.
14. ФЗ №123 ТР о требованиях ПБ. Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности.
15. НПБ 105-03. Проектирование систем оповещения людей о пожаре в зданиях и сооружениях.
16. Кирюхина А.Н. Выполнение экономической части дипломного проекта. – Кемерово: КемТИПП, 2009. – 32 с.
17. Выполнение и защита выпускной квалификационной работы. Метод. указания для студ. спец. 140504.65 всех форм обуч. / Комарова Н.А., Усов А.В., Иваненко О.В., Михайлов Ю.П. – Кемерово: КемТИПП, 2011. – 102с.
18. Правила устройство электроустановок. – Новосибирск: Изд-во унив. вуз, 2009.-835.
19. Петров Е.Т. Перспективные схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения: Обзорная информация. – М.: АгроНИИТЭИММП, 1987. – 28 с.

										Лист
										97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

20. Шведов В.Ф. Низкотемпературная атмосферная теплоизоляция // Холодильная техника. – 2006. - №3. – С.42-43.
21. СНиП 21 – 01 – 97. Пожарная безопасность зданий и сооружений.
22. СП2.2.1.1312-03 Гигиенические требования к проектированию вновь строящихся и реконструируемых промышленных предприятий.
23. СП 44.13.330-11 Административные и бытовые здания.
24. СНиП 23-05-95 Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования.
25. СН 245-71. Проектирование промышленных предприятий.
26. СНиП 2.01.02-85. Противопожарные нормы.
27. СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений».
28. СП 52.13330 2011 «Естественное и искусственное освещение»
29. Эффективные ограждающие конструкции холодильных камер из сэндвич-панелей // Холодильная техника. – 2002. - № 8. – С.36-37.
30. Руководство по проектированию промышленных холодильных систем. Изд-во ООО «Данфосс».- 2007.-112с.
31. Интернет-сайт <http://www.danfoss.com>
32. Полевой А.А. Холодильные установки.- СПб.: ИД «Профессия». 2011.- 472 с.
33. Полевой А.А. Автоматизация холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. - СПб.: ИД «Профессия». 2011.- 244 с.
34. Практикум по холодильным установкам: учебное пособие / Бараненко А.В., Калюнов В.С., Румянцев Ю.Д. - 2-е изд. - СПб.: Профессия, 2012. – 304 с.
35. А.с. 498454 СССР, МКИЗ F 25 В 1/02. А.А.Несвицкий, В.А.Ивочник /Холодильная установка. - Оpubл. 05.01.76. Бюл. Открытия, изобретения. № I, С.117.
36. А.с. 759807 СССР, МКИЗ F 25 В 1/00. А.А.Несвицкий, В.А.Ивочник, А.П.Мельников /Холодильная установка. – Оpubл. 30.08.80. Бюл. Открытия, изобретения, № 32, С.163.
37. Крюков Н.П., Огладков Ю.И., Орбис-Дияс В.С. Интенсификация работы аппаратов воздушного охлаждения в режиме конденсации холодильных агентов: Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции во холодильному машиностроению. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982.
38. Интернет сайт: <http://www.holodinfo.ru>.
39. Интернет сайт: <http://ru.wikipedia.org>. Прокопьевск Кемеровской области.
40. Регулирование и автоматизация холодильных и криогенных установок и систем кондиционирования воздуха и их безопасность: курс лекций / В.М. Столетов; Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. - Кемерово, 2008. - 108 с.