

Выпускная квалификационная работа посвящена разработке проекта холодильной установки заготовительного холодильника емкостью 3000 т в г. Павлодаре. Проведено обоснование температурных режимов хранения продукции, технико-экономическое обоснование принятых в проекте технических решений.

Произведен расчет площади основных и вспомогательных помещений, выполнена планировка холодильника с использованием современных ограждающих конструкций из минераловатных сэндвич панелей. Подобрано основное и вспомогательное оборудование холодильной установки. Выбор и компоновка оборудования производилась с учетом требований техники безопасности и СНиП.

В специальной части произведен анализ эффективности работы маслоотделителей различных конструкций и применения схем возврата смазочного масла в компрессорные агрегаты хладоновой холодильной установки.

Разработана схема автоматизации для обеспечения безопасности и безаварийной работы персонала.

Рассчитано и подобрано электрическое оборудование, кабели для питания электродвигателей.

Рассчитаны капитальные вложения в холодильное оборудование и цеховая себестоимость производства холода.

## ВВЕДЕНИЕ

Холодильная установка представляет собой совокупность машин, аппаратов и сооружений, предназначенных для производства и применения искусственного холода. В этом смысле холодильная установка в дополнение к четырём основным элементам, составляющим холодильную машину, включает в себя ещё аппараты, приборы, трубопроводы и сооружения, необходимые как для совершения технологических процессов при низких температурах, так и для рациональной эксплуатации холодильного оборудования при длительном промышленном использовании [2].

Производство искусственного холода, то есть достижение температур ниже температуры окружающей среды, и осуществление различных технологических процессов при этих температурах находят все более широкое применение во многих отраслях народного хозяйства. Холодильная техника оказалась нужной почти всем областям человеческой деятельности. Развитие некоторых отраслей нельзя себе представить без применения искусственного холода. Холод используется при производстве большого числа материалов и изделий. При помощи холода создаётся искусственный климат в закрытых помещениях, в любое время года и в любом климате могут быть созданы искусственные ледяные катки. Широко применяется искусственный холод на различных видах транспорта для перевозки пищевых продуктов, а также на судах рыболовного флота, в торговле пищевыми продуктами и в быту [2, 3].

Холодильники играют большую роль в интенсификации производственных процессов на предприятиях пищевой промышленности, что способствует сокращению производственного цикла, снижению потерь, увеличению объема и улучшению качества изделия. Особенно велика роль производственных холодильников в обеспечении ритмичности производства пищевых продуктов.

Задачей данной выпускной квалификационной работы является разработка проекта холодильной установки заготовительного холодильника емкостью 3000 т в городе Павлодаре, Республика Казахстан. При разработке проекта необходимо уделить внимание уменьшению удельных капитальных затрат на строительство и монтаж холодильного оборудования.





## 2 КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 2.1 Расчет и выбор планировки холодильника

Заготовительный холодильник состоит из следующих основных частей: охлаждаемых помещений (камер) с теплоизолированными наружными ограждениями, транспортных платформ, примыкающих к холодильнику с южной и восточной сторон и компрессорного цеха, находящегося с западной стороны холодильника.

Принимаем одноэтажную планировку холодильника. Преимущества одноэтажного холодильника – высокий уровень механизации погрузочно-разгрузочных работ, позволяющих значительно уменьшить стоимость проведения грузовых работ. Использование легких металлических конструкций и сэндвич панелей позволяет сократить время строительства [2, 3].

Размер сетки колонн  $6 \times 12$  м, ширина транспортных коридоров составляет 6 м.

Основную площадь холодильника занимают камеры хранения охлажденных продуктов – 70%, камеры хранения замороженных продуктов составляют 30% от общей ёмкости холодильника  $E_{\text{хол}}$ , т. Ёмкость камер хранения охлажденных продуктов  $E_{\text{хр. охл. прод.}}$ , т, рассчитывается по формуле [3]:

$$\begin{aligned} E_{\text{хр. охл. прод}} &= 0,7 \cdot E_{\text{хол}}, \\ E_{\text{хр. охл. прод}} &= 0,7 \cdot 3000 = 2100 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Ёмкость камер хранения замороженных продуктов  $E_{\text{хр. мор. прод.}}$ , т, рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} E_{\text{хр. мор. прод}} &= 0,3 \cdot E_{\text{хол}}, \\ E_{\text{хр. мор. прод}} &= 0,3 \cdot 3000 = 900 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Пользуясь нормой загрузки единицы объема, можно определить грузовой объем  $V_{\text{гр}}$ ,  $\text{м}^3$ , помещений, необходимый для размещения груза в количестве, соответствующем действительной расчетной вместимости  $E$ , т, помещений [3].

Для камер хранения замороженной продукции грузовой объем  $V_{\text{гр}}$ ,  $\text{м}^3$ , рассчитывается по формуле[3]:

$$V_{\text{гр}} = E_{\text{пом}} / q_{\text{в. усл.}}, \quad (2.3)$$

где  $q_{\text{в. усл.}}$  – норма загрузки единицы объема (принимаем  $q_{\text{в. усл.}} = 0,35 \text{ т/м}^3$ )

$E_{\text{пом}}$  – ёмкость охлаждаемого помещения, т.

$$V_{\text{гр}} = 900 / 0,35 = 2571,42$$

Грузовая площадь  $F_{\text{гр}}$ ,  $\text{м}^2$ , рассчитывается по формуле:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

$$F_{зр} = V_{гр}/h_{гр}, \quad (2.4)$$

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

$$F_{зр} = 2571,42 / 5,5 = 467,5$$

Строительная площадь  $F_{стр}$ , м<sup>2</sup>, рассчитывается по формуле

$$F_{стр} = F_{зр} / \beta, \quad (2.5)$$

где  $\beta$  - коэффициент использования площади (принимается  $\beta = 0,8$ ) [3]

$$F_{стр} = 467,5 / 0,8 = 584,4$$

Число строительных прямоугольников  $n$ , рассчитывается по формуле:

$$n = \frac{F_{СТР}}{f_{СТР}}, \quad (2.6)$$

где  $F_{стр}$  – строительная площадь камер, м<sup>2</sup>;

$f_{стр}$  – строительная площадь одного прямоугольника при принятой сетке колонн, м<sup>2</sup>.

$$n = \frac{584,4}{72} = 8,1$$

Принимаем 9 строительных прямоугольников.

Для камер хранения охлажденной продукции грузовой объем  $V_{гр}$ , м<sup>3</sup>, помещений определяется по формуле (2.3).

$$V_{гр} = 2100 / 0,35 = 6000$$

Грузовая площадь или площадь занимаемая штабелем  $F_{зр}$ , м<sup>2</sup> рассчитывается по формуле (2.4).

$$F_{зр} = 6000 / 5,5 = 1090,9$$

Строительная площадь  $F_{стр}$ , м<sup>2</sup>, определяется по формуле (2.5).

$$F_{стр} = 1090,9 / 0,8 = 1363,6$$

Число строительных прямоугольников  $n$ , определяется по формуле (2.6).

$$n = \frac{1363,6}{72} = 18,9$$

Принимаем 20 строительных прямоугольников.

По заданной вместимости холодильника определим суточное поступление и выпуск грузов  $G$ , т/сут. Данные по максимальному суточному поступлению и

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

выпуску грузов позволяют определить размер грузового фронта холодильника, под которым понимают длину грузовых платформ.

Количество поступающего груза на холодильник  $G_{пост}$ , т/сут, рассчитывается по формуле [3]:

$$G_{пост} = \frac{E \cdot B}{365} \cdot m, \quad (2.7)$$

где  $E$  – емкость холодильника, т;  
 $B$  – коэффициент оборачиваемости предприятия, 1/год,  
 $B = 12$  [3];  
 $m$  – коэффициент неравномерности поступления груза,  
 $m = 2$  [3].

$$G_{пост} = \frac{3000 \cdot 12}{365} \cdot 2 = 197,3$$

Количество выпускаемого груза из холодильника  $G_{вып}$ , т/сут, рассчитывается по формуле [3]:

$$G_{вып} = \frac{E \cdot B}{253} \cdot n, \quad (2.8)$$

где  $n$  – коэффициент неравномерности выпуска грузов,  $n = 1,3$ .

$$G_{вып} = \frac{3000 \cdot 12}{253} \cdot 1,3 = 142,3$$

Доставка грузов на холодильник осуществляется автомобильным  $G_{авт}$ , т/сут, и железнодорожным транспортом  $G_{жд}$ , т/сут, в соответствии с долями перевозимых ими грузов и определяется по формулам:

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

$$G_{жд} = (1-n) \cdot G_{пост} + (1-m) \cdot G_{вып}, \quad (2.10)$$

$$G_{авт} = 0,7 \cdot 197,3 + 0,3 \cdot 142,3 = 180,8,$$

$$G_{жд} = (1-0,7) \cdot 197,3 + (1-0,3) \cdot 142,3 = 158,8$$

Длина автомобильной платформы  $L_a$ , м, рассчитывается по формуле [2]:

$$L_{авт} = \frac{n_{авт} \cdot b_{авт} \cdot \psi_{пер.см} \cdot \tau_{авт} \cdot m_{авт}}{8} \quad (2.11)$$

где  $n_{авт}$  – число автомашин, которые должны прибывать за сутки;  
 $b_{авт}$  – ширина кузова автомашины, м,  $b_{авт} = 3,5$  м [2];  
 $\psi_{пер.см}$  – доля от общего числа машин, прибывающих в течение первой смены,  $\psi_{пер.см} = 1$  [2];  
 $m_{авт}$  – коэффициент неравномерности прибытия автомобилей по отношению к их среднечасовому количеству,  $m_{авт} = 1,2$  [2];  
 $\tau_{авт}$  – время загрузки или разгрузки одного автомобиля,  $\tau = 0,6$  [2] ч.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Число автомашин  $n_{авт}$ , шт, которые должны прибывать за сутки рассчитывается по формуле [2, 3]:

$$n_{авт} = \frac{G_{авт}}{g_{авт} \cdot \eta_{авт}}, \quad (2.12)$$

где  $G_{авт}$  – количество поступающего или выпускаемого груза посредством автомобилей, т/сут;

$g_{авт}$  – грузоподъемность автомобиля,  $g_{авт} = 3\text{т}$  [2];

$\eta_{авт}$  – коэффициент использования грузоподъемности автомобиля,

$\eta_{авт} = 0,6$  [2].

$$n_{авт} = \frac{180,8}{3 \cdot 0,6} = 100,44$$

Принимаем  $n_{авт} = 100$  автомобилей в сутки.

$$L_{авт} = \frac{100 \cdot 3,5 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 1,2}{8} = 25,2$$

Принимаем длину автомобильной платформы во всю длину восточной стены холодильника.

Длина железнодорожной платформы  $L_{жд}$ , м, рассчитывается по формуле:

$$L_{жд} = \frac{n_{ваг} \cdot l_{ваг} \cdot m_{ваг}}{\Pi}, \quad (2.13)$$

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

$l_{ваг}$  – длина вагона, м,  $l_{ваг} = 20$  м [2];

$m_{ваг}$  – коэффициент неравномерности подачи вагонов,

$m = 1,1$  [2];

$\Pi$  – число подач вагонов в сутки,  $\Pi = 2$  [2].

Число вагонов  $n_{ваг}$ , шт., которые должны прибывать за сутки рассчитывается по формуле

$$n_{ваг} = \frac{G_{жд}}{g_{ваг} \cdot \eta_{ваг}}, \quad (2.14)$$

где  $G_{жд}$  – максимальное количество груза в сутки, перевозимого из холодильника, т/сут;

$g_{ваг}$  – грузоподъемность вагона,  $g_{ваг} = 40$  тонн [2];

$\eta_{ваг}$  – коэффициент использования грузоподъемности вагона,

$\eta_{ваг} = 0,75$  [2].

$$n_{ваг} = \frac{158,8}{40 \cdot 0,75} = 5,3$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Принимаем  $n_{ваг} = 5$  вагонов в сутки.

$$L_{жсд} = \frac{5 \cdot 20 \cdot 1,1}{2} = 55$$

Принимаем длину железнодорожной платформы во всю длину южной стены холодильника.

Количество механизмов для производства грузовых работ (тележек, штабелеукладчиков, автопогрузчиков) определяется по формуле [2, 3]:

$$n_m = \frac{(G_{пост} + G_{вып}) \cdot \psi_u \cdot \tau_u \cdot m}{q_{мех} \cdot \eta \cdot 480}, \quad (2.15)$$

где  $\tau_u$  - продолжительность цикла работы механизма, мин,  $\tau_u = 8$  мин;

$\psi_u$  - доля грузовых работ в течение одной смены,  $\psi_u = 0,6$  [2];

$m$  - коэффициент увеличения числа механизмов,  $m = 1,2$  [2];

$q_{мех}$  - грузоподъемность механизма, т,  $q_{мех} = 1,5$  т [2];

$\eta$  - коэффициент использования грузоподъемности механизма,  $\eta = 0,75$ .

$$n_m = \frac{339,6 \cdot 8 \cdot 0,6 \cdot 1,2}{1,5 \cdot 0,75 \cdot 480} = 3,6$$

Принимаем  $n_m = 4$  механизма для производства грузовых работ.

Строительную площадь  $F_{стр}$ ,  $m^2$  помещения термообработки рассчитываем по формуле:

$$F_{стр} = \frac{G'_{сут} \cdot \tau}{q_F \cdot 24}, \quad (2.16)$$

где  $G'_{сут}$  - суточное поступление продукта, т/сут;

$q_F$  - норма загрузки  $1m^2$  строительной площади, т/ $m^2$  ( $q_F = 0,3$  [3]);

$\tau$  - время термообработки продукта, принимаем двухсменную работу скороморозильного аппарата, тогда  $\tau = 16$  часов.

Суточное поступление продукта  $G'_{сут}$ , т/сут принимаем 1% от  $E_{хр.мор.прод.}$  и определяем по формуле:

$$G_{сут} = 0,01 \cdot E_{хр.мор.прод.} \quad (2.17)$$

$$G'_{сут} = 0,01 \cdot 900 = 9,$$

$$F_{стр} = \frac{9 \cdot 16}{0,3 \cdot 24} = 20$$

Число строительных прямоугольников  $n$ , определяется по формуле (2.6)

$$n = \frac{20}{72} = 0,3$$

Принимаем 1 строительный прямоугольник.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

При выполнении планировки уточняется количество четырехугольников к каждой камере и в помещении для скороморозильного аппарата.

На рисунке 2.1 представлена планировка заготовительного холодильника.

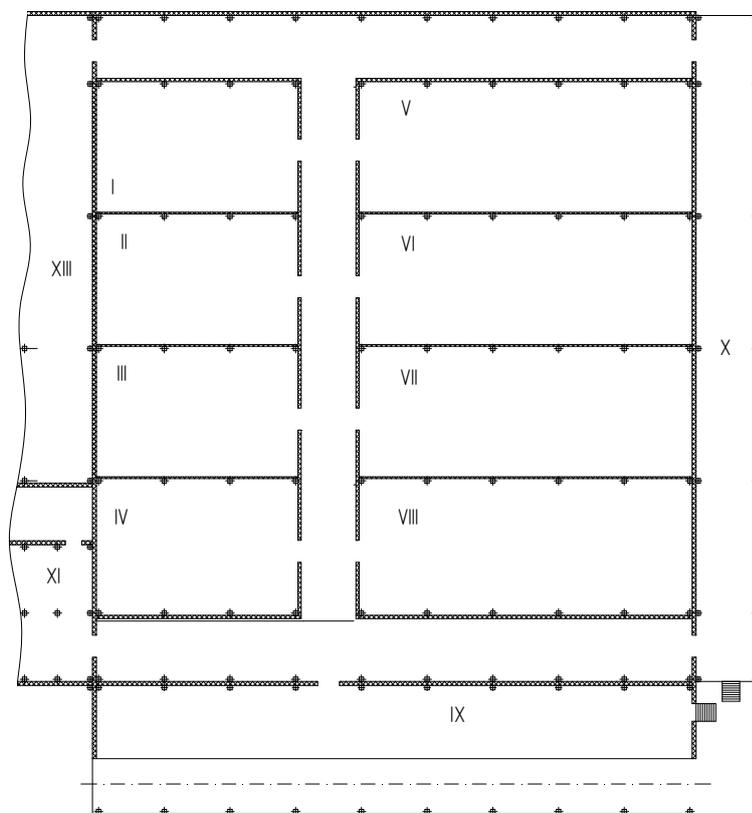


Рисунок 2.1 Планировка холодильника:

I – камера хранения замороженной продукции; II – камера хранения замороженной продукции; III – камера хранения замороженной продукции; IV – помещение для скороморозильного аппарата; V – камера хранения охлажденной продукции; VI – камера хранения охлажденной продукции; VII – камера хранения охлажденной продукции; VIII – камера хранения охлажденной продукции; IX – железнодорожная платформа; X – автомобильная платформа; XI – машинное отделение; XII – цех предварительной обработки и упаковки продукции.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



Стена в коридор.

Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем  $\alpha_в = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для наружной  $\alpha_н = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [3].

Необходимая толщина сэндвич панели  $\delta_{из}$ , м, рассчитывается по формуле [3]:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left( R - \left( \frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) \right), \quad (2.18)$$

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

$R$  - требуемый коэффициент сопротивления теплопередачи,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ;

$\alpha_н$  - коэффициент теплоотдачи с наружной или более теплой стороны ограждения,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\delta_i$  - толщина  $i$ -го слоя конструкции ограждения, м;

$\lambda_i$  - коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя конструкции ограждения,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$\alpha_в$  - коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Термическим сопротивлением стальных листов пренебрегаем в виду малого его значения.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,035 \left( 4,3 - \left( \frac{1}{8} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,142$$

Принимаем МВП 150.

Перегородка между камерами № I и № II.

Принимаем, что стены между охлаждаемыми помещениями выполнены из минераловатных сэндвич панелей. Состав панелей такой же, как и для наружной стены.

Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем  $\alpha_в = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для наружной  $\alpha_н = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [3].

Необходимая толщина сэндвич панели  $\delta_{из}$ , м, рассчитывается по формуле (2.18).

$$\delta_{из}^{mp} = 0,035 \left( 1,7 - \left( \frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,049$$

Принимаем МВП 50.

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Наружная стена.

Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем  $\alpha_g = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для наружной  $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [3].

Необходимая толщина сэндвич панели  $\delta_{из}$ , м, рассчитывается по формуле (2.18).

$$\delta_{из} = 0,035 \left( 4,3 - \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,145$$

Для наружного ограждения принимаем МВП 200.

Так как  $\delta_{из}$ , м, расчетное отличается от принятой на 11%, то рассчитываем действительное значение коэффициента теплопередачи по формуле:

$$K_d = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} \right)}, \quad (2.19)$$

где  $\delta_{из}$  - принятая толщина теплоизоляционного слоя, м.

$$K_d = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,2}{0,035} \right)} = 0,16$$

Покрытие охлаждаемых помещений.

Принимаем, что покрытие состоит из минераловатных сэндвич панелей.

Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем  $\alpha_g = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для наружной  $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [3].

Необходимая толщина сэндвич панели  $\delta_{из}^{мп}$ , м, рассчитывается по формуле (2.18).

$$\delta_{из}^{мп} = 0,035 \left( 4,6 - \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,155$$

Принимаем МВП 200.

Так как  $\delta_{из}$ , м, расчетное отличается от принятой на 11%, то рассчитываем действительное значение коэффициента теплопередачи по формуле (2.19).

$$K_d = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,2}{0,035} \right)} = 0,16$$

Пол 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 замороженных продуктов  $t_g = -20^\circ\text{С}$ .

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

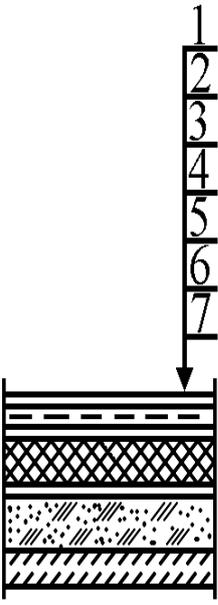
Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем  $\alpha_в = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [3].

Необходимая толщина теплоизоляционного слоя  $\delta_{из}$ , м, рассчитывается по формуле (2.18).

$$\delta_{из}^{тр} = 0,05 \left( 5,5 - \left( \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,08}{1,86} + \frac{0,001}{0,15} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,56} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0,174$$

Принимаем  $\delta_{из} = 200 \text{ мм}$ .

Таблица 2.2 - Состав пола охлаждаемых помещений

	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина $\delta$ , м	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)	$\frac{\delta_i}{\lambda_i}$ ,
					$\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$
	1	Монолитное бетонное покрытие из тяжелого бетона	0,040	1,86	0,022
	2	Армобетонная стяжка	0,080	1,86	0,043
	3	Пароизоляция (1 слой пергамина)	0,001	0,15	—
	4	Плитная теплоизоляция (пенопласт полистирольный ПСБ-С)	—	0,05	—
	5	Цементно-песчаный раствор	0,025	0,98	0,026
	6	Уплотненный песок	1,5	0,58	2,338
	7	Бетонная подготовка с электронагревателями	—	—	—

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций сводим в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций

Ограждения	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\alpha_n,$ Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )	$\alpha_в,$ Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )	$R_{из},$ ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )/ Вт	Толщина теплоизоляцион- ного слоя, $\delta_{из}$ м
Наружная стена	-20	23	9	4,3	0,2
Стена в коридор	-20	8	9	4,3	0,15
Покрытие	-20	23	9	4,6	0,2
Пол	-20	0	9	5,5	0,2
Перегородка	-20/-20	9	9	1,7	0,05
Наружная стена	0	23	9	2,4	0,2
Стена в коридор	0	8	9	2,4	0,15
Покрытие	0	23	9	2,8	0,2
Пол	0	0	9	2,8	0,2
Перегородка	0/0	9	9	1,7	0,05

## 2.3 Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения

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

При определении этой нагрузки учитывают следующие теплопритоки [3]:

- через ограждающие конструкции помещения  $Q_1$ ;
- от продуктов (грузов) или материалов при их холодильной обработке  $Q_2$ ;
- от вентиляции помещения  $Q_3$ ;
- от различных источников при эксплуатации камер  $Q_4$ ;
- от дыхания продуктов  $Q_5$

Рассмотрим расчет теплопритоков для камеры №I, для остальных камер значения сведем в таблицу.

### 2.3.1 Расчет теплопритоков через ограждающие конструкции.

Теплопритоки через ограждающие конструкции  $Q_1$ , кВт, определяются по формуле:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \quad (2.20)$$

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

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

Теплоприток через стены, перегородки, перекрытия или покрытия  $Q_{1T}$ , кВт, рассчитывается по формуле:

$$Q_{1T} = F \cdot K \cdot (t_n - t_{пм}), \quad (2.21)$$

где  $F$  - расчетная площадь поверхностей ограждения, м<sup>2</sup>;

$K$  - коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$t_n$  - наружная расчетная летняя температура воздуха, °С;

$t_{пм}$  - температура воздуха в помещении, °С.

Наружная расчетная летняя температура воздуха  $t_n$ , °С, определяется согласно [3]  $t_n = 0,4 \cdot 27,7 + 0,6 \cdot 41 = 35,68$ . Принимаем  $t_n = 36$ °С.

Среднемесячная температура воздуха наиболее теплого периода в городе Павлодаре 27,7 °С согласно данным [5].

Абсолютная максимальная температура воздуха теплого периода 41 °С [5].

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревательные устройства  $Q_{1T}$ , кВт, рассчитываем по формуле:

$$Q_{1T} = F \cdot K_{\delta} \cdot (t_{cp} - t_{nm}) \quad (2.22)$$

где  $t_{cp}$  - средняя температура поверхности устройства для обогрева грунта (при электрообогреве грунта принимают  $t_{cp} = 1^{\circ}\text{C}$ ).

Теплоприток от солнечной радиации через наружные стены и покрытия холодильников  $Q_{1C}$ , кВт, рассчитывается по формуле:

$$Q_{1C} = F \cdot K_{\delta} \cdot \Delta t_c, \quad (2.23)$$

где  $F$  - площадь поверхности ограждения, облучаемой солнцем,  $\text{m}^2$ ;

$\Delta t_c$  - избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации в летнее время,  $^{\circ}\text{C}$ .

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

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  $14,9^{\circ}\text{C}$  [3].

Находим площади стен камеры. Планировка камеры № I приведена на рисунке 2.2.

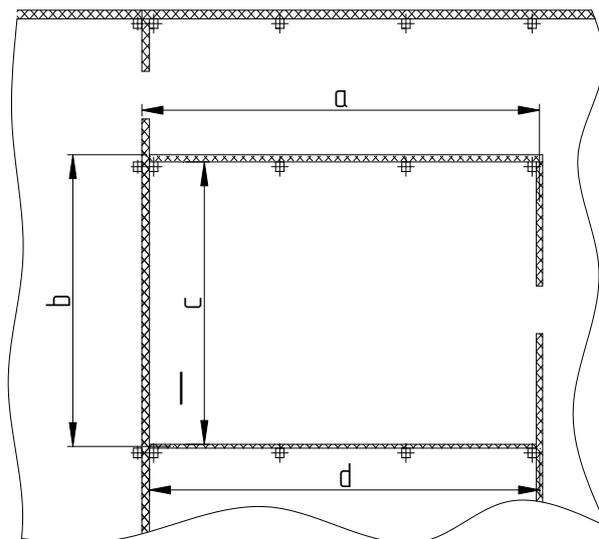


Рисунок 2.2 Планировка камеры № I

Площадь северной стены  $F_{cc}$ ,  $m^2$ , рассчитывается по формуле:

$$F_{cc} = a \cdot H, \quad (2.24)$$

где  $H$  – высота камеры, м,  $H=7,1$  м;

$a$  – длина северной стены камеры, м,  $a = 18,5$  м.

$$F_{cc} = 18,5 \cdot 7,1 = 131,35$$

Площадь наружной западной стены  $F_{ncз}$ ,  $m^2$ , рассчитывается по формуле:

$$F_{ncз} = b \cdot H, \quad (2.25)$$

где  $b$  – длина западной стены камеры, м,  $b = 12,6$  м.

$$F_{ncз} = 12,6 \cdot 7,1 = 89,46$$

Площадь перегородки между камерами  $F_{пер}$ ,  $m^2$ , рассчитывается по формуле:

$$F_{пер} = d \cdot H, \quad (2.26)$$

где  $d$  – длина перегородки между камерами, м,  $d = 18,5$  м.

$$F_{пер} = 18,5 \cdot 7,1 = 131,35$$

Площадь стены в коридор  $F_{ст. в кор.}$ ,  $m^2$ , рассчитывается по формуле:

$$F_{ст. в кор.} = c \cdot H, \quad (2.27)$$

где  $c$  – длина стены в коридор камеры, м,  $c = 12,6$  м.

$$F_{ст. в кор.} = 12,6 \cdot 7,1 = 89,46$$

Площадь пола  $F_{пола}$ ,  $m^2$ , определяется по формуле:

$$F_{пола} = c \cdot d, \quad (2.28)$$

$$F_{пола} = 12,6 \cdot 18,5 = 233,1$$

Тогда теплоприток через северную стену определяется по формуле (2.21), так как коридор имеет непосредственный выход наружу, разность температур принимается равной 70% от расчетной разности температур для наружных стен.

$$Q_{1r} = 0,23 \cdot 131,35 \cdot (36+20) \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 = 1,18$$

Теплоприток через наружную западную стену определяется по формуле (2.21).

$$Q_{1r} = 0,16 \cdot 89,46 \cdot (36+20) \cdot 10^{-3} = 0,8$$

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Теплоприток через перегородку определяется по формуле (2.21).

$$Q_{1r} = 0,588 \cdot 131,35 \cdot (-20+20) \cdot 10^{-3} = 0$$

Теплоприток через потолок определяется по формуле (2.21).

$$Q_{1r} = 0,16 \cdot 233,1 \cdot (36+20) \cdot 10^{-3} = 2,088$$

Теплоприток через стену в коридор определяется по формуле (2.21), так как коридор имеет непосредственный выход наружу, разность температур принимается равной 70% от расчетной разности температур для наружных стен.

$$Q_{1r} = 0,23 \cdot 89,46 \cdot 0,7 \cdot (36+20) \cdot 10^{-3} = 0,81$$

Теплоприток через пол определяем по формуле (2.22)

$$Q_{1r} = 0,182 \cdot 233,1 \cdot (1+20) \cdot 10^{-3} = 0,89$$

Итого  $Q_{1r} = 5,75$  кВт.

Теплоприток от солнечной радиации действует только через потолок. Западная, южная, восточная стены закрыты для действия солнечной радиации, а теплоприток через северную стену равен нулю.

Тогда теплоприток через потолок определяется по формуле (2.23).

$$Q_{1c} = 0,16 \cdot 233,1 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,55$$

Итого  $Q_{1c} = 0,55$  кВт.

Теплопритоки через ограждающие конструкции  $Q_1$ , кВт, определяется по формуле (2.20)

$$Q_1 = 5,75 + 0,55 = 6,3$$

Результаты расчетов теплопритоков через ограждающие конструкции заносим в таблицу 2.4.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Таблица 2.4 - Теплоприток от окружающего воздуха через ограждающие конструкции

Камера №I хранение мороженных продуктов $t_{\text{пм}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{\text{н}} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{IT}}, \text{кВт}$	$\Delta t_{\text{с}}, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{IC}}, \text{кВт}$	$Q_1, \text{кВт}$
НСС	0,23	56	131,35	1,18	0	0	6,3
НЗС	0,16	56	89,46	0,8	0	0	
Перегородка №I/№II	0,588	0	131,35	0	0	0	
Стена в коридор	0,23	39	89,46	0,81	0	0	
Пол	0,182	21	233,1	0,89	0	0	
Покрытие	0,16	56	233,1	2,088	14,9	0,55	
Камера №II хранение мороженных продуктов $t_{\text{пм}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{\text{н}} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{IT}}, \text{кВт}$	$\Delta t_{\text{с}}, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{IC}}, \text{кВт}$	$Q_1, \text{кВт}$
НЗС	0,16	56	89,46	0,8	0	0	5,1
Перегородка №I/№II	0,588	0	131,35	0	0	0	
Перегородка №II/№III	0,588	0	131,35	0	0	0	
Стена в коридор	0,23	39	89,46	0,81	0	0	
Пол	0,182	21	233,1	0,89	0	0	
Покрытие	0,16	56	233,1	2,088	14,9	0,55	
Камера №III мороженных продуктов $t_{\text{пм}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{\text{н}} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{IT}}, \text{кВт}$	$\Delta t_{\text{с}}, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{IC}}, \text{кВт}$	$Q_1, \text{кВт}$
НЗС	0,16	56	89,46	0,8	0	0	6,3
Перегородка №II/№III	0,588	0	131,35	0	0	0	
Перегородка №III/№IV	0,21	20	131,35	1,18	0	0	
Стена в коридор	0,23	39	89,46	0,81	0	0	
Пол	0,182	21	233,1	0,89	0	0	
Покрытие	0,16	56	233,1	2,088	14,9	0,55	

Продолжение таблицы 2.4

Камера №V хранение охлажденных продуктов $t_{\text{пм}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{\text{н}} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{IT}}, \text{кВт}$	$\Delta t_c, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{IC}}, \text{кВт}$	$Q_1, \text{кВт}$
СС	0,21	25	216,5	1,15	0	0	5,44
Перегородка №V/№VI	0,588	0	216,5	0	0	0	
НВС	0,16	36	89,46	0,52	0	0	
Стена в коридор	0,21	25	89,46	0,36	0	0	
Пол	0,182	1	384,3	0,29	0	0	
Покрытие	0,16	36	384,3	2,21	14,9	0,92	
Камера №VI хранение охлажденных продуктов $t_{\text{пм}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{\text{н}} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{IT}}, \text{кВт}$	$\Delta t_c, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{IC}}, \text{кВт}$	$Q_1, \text{кВт}$
НВС	0,16	36	89,46	0,52	0	0	4,19
Перегородка №V/№VI	0,588	0	216,5	0	0	0	
Перегородка №VI/№VII	0,588	0	216,5	0	0	0	
Стена в коридор	0,21	25	89,46	0,36	0	0	
Пол	0,182	1	384,3	0,19	0	0	
Покрытие	0,16	36	384,3	2,21	14,9	0,92	
Камера №VII хранение охлажденных продуктов $t_{\text{пм}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{\text{н}} = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{IT}}, \text{кВт}$	$\Delta t_c, ^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{IC}}, \text{кВт}$	$Q_1, \text{кВт}$
НВС	0,233	36	89,46	0,52	0	0	4,19
Перегородка №V/№VI	0,588	0	216,5	0	0	0	
Перегородка №VI/№VIII	0,588	0	216,5	0	0	0	
Стена в коридор	0,21	25	89,46	0,36	0	0	
Пол	0,182	1	384,3	0,19	0	0	
Покрытие	0,16	36	384,3	2,21	14,9	0,92	

Продолжение таблицы 2.4

Камера №VII хранение охлажденных продуктов $t_{пм} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , $t_{н} = 36 \text{ }^{\circ}\text{C}$							
Ограждение	Коэффициент теплопередачи ограждения, $\text{K Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\delta t$ , $^{\circ}\text{C}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{1T}$ , $\text{кВт}$	$\Delta t_c$ , $^{\circ}\text{C}$	$Q_{1C}$ , $\text{кВт}$	$Q_1$ , $\text{кВт}$
ЮС	0,21	25	216,5	1,15	0	0	5,34
Перегородка №VIII/№VII	0,588	0	216,5	0	0	0	
НВС	0,16	36	89,46	0,52	0	0	
Стена в коридор	0,21	25	89,46	0,36	0	0	
Пол	0,182	1	384,3	0,19	0	0	
Покрытие	0,16	36	384,3	2,21	14,9	0,92	

Суммарный теплоприток  $Q_1$ , кВт на камерное оборудование от всех камер заносим в таблицу 2.9.

### 2.3.2 Теплопритоки от грузов при холодильной обработке

При холодильной обработке продуктов (охлаждении, замораживании) каждый килограмм продукта выделяет теплоту в количестве  $q = \Delta i \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Кроме того, если происходит холодильная обработка продуктов в таре, то необходимо добавить теплоту, выделяющуюся при ее охлаждении [3].

Суммарный теплоприток от грузов и тары при холодильной обработке, рассчитывается по формуле:

$$Q_2 = Q_{2_{np}} + Q_{2_t} \quad (2.29)$$

Теплоприток  $Q_{2_{np}}$ , кВт, при охлаждении продуктов в камерах хранения, рассчитывается по формуле:

$$Q_{2_{np}} = M_{np} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} \quad (2.30)$$

где  $M_{np}$  - суточное поступление продуктов, принимаем 6% от емкости камеры, т/сут.

$\Delta i$  - разность удельных энтальпий продуктов, соответствующих начальной и конечной температурам продукта (в кДж/кг) [3].

Принимаем, что в низкотемпературных камерах хранятся замороженные ягоды и косточковые плоды, например вишня.

Вишня поступает с температурой  $t_1 = -18, ^\circ\text{C}$ .  $M_{np} = 18$  т/сут.

$$Q_{2_{np}} = 18 \cdot (7,5 - 0) \cdot 10^3 / (24 \cdot 3600) = 1,56$$

Теплоприток от тары  $Q_{2_T}$ , кВт, определяется по формуле

$$Q_{2_T} = M_T c_T (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} \quad (2.31)$$

где  $M_T$  - суточное поступление тары, принимаем 10% от суточного поступления продукта, т/сут,

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

$t_1, t_2$  - начальная и конечная температуры тары (принимаются равными начальной и конечной температурам продукта),  $^\circ\text{C}$ .

Вишня хранится в полиэтиленовых пакетах в металлических контейнерах. Удельная теплоемкость  $c_T = 0,5$  Дж/(кг·К).  $M_T = 1,8$  т/сут.

$$Q_{2_T} = 1,8 \cdot 0,5 \cdot (-18 + 20) \cdot 10^3 / (24 \cdot 3600) = 0,02$$

Суммарный теплоприток от грузов и тары при холодильной обработке, рассчитывается по формуле (2.29).

$$Q_2 = 1,56 + 0,02 = 1,58$$

Результаты расчетов теплопритоков от грузов заносим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 - Теплопритоки от грузов при холодильной обработке

N камеры	Температура продукта, $t$ $^\circ\text{C}$		Удельная энтальпия продукта, h кДж/кг		Емкость камеры, E, т	$Q_{2_{np}}$ , кВт	$Q_{2_T}$ , кВт	$Q_2$ , кВт
	$t_n$	$t_k$	$h_n$	$h_k$				
1	-18	-20	7,5	0	300	1,56	0,02	1,58
2	-18	-20	7,5	0	300	1,56	0,02	1,58
3	-18	-20	7,5	0	300	1,56	0,02	1,58
5	12	0	317	272	525	16,4	1,52	17,9
6	12	0	317	272	525	16,4	1,52	17,9
7	12	0	317	272	525	16,4	1,52	17,9
8	12	0	317	272	525	16,4	1,52	17,9

Суммарный теплоприток  $Q_2$ , кВт на камерное оборудование от всех камер заносим в таблицу 2.9.

### 2.3.3 Теплоприток при вентиляции помещений

Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции следует учитывать только для камер хранения охлажденной продукции. Теплоприток от наружного воздуха  $Q_3$ , кВт, определяем по формуле [3]:

$$Q_3 = V_{nm} \cdot a \cdot \rho_{nm} \cdot (i_n - i_{nm}) / (24 \cdot 3600) \quad (2.32)$$

где  $V_{nm}$  – объем помещения;

$a$  – кратность воздухообмена в сутки,  $a=3$ .

$\rho_{nm}$  - плотность воздуха в охлаждаемом помещении кг/м<sup>3</sup>;

$i_n$  - энтальпия наружного воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$i_{nm}$  - энтальпия воздуха в охлаждаемом помещении,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_3 = 2160 \cdot 3 \cdot 1,27 \cdot (97 - 8,2) / (24 \cdot 3600) = 8,46$$

Результаты расчетов теплопритоков при вентиляции заносим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 - Теплопритоки при вентиляции камер

№ камеры	$V_{nm}, \text{м}^3$	$a$	$\rho_B, \text{кг/м}^3$	$i_H, \text{кДж/кг}$	$i_B, \text{кДж/кг}$	$Q_3, \text{кВт}$
V, VI,	2160	3	1,27	97	8,2	8,46
VII, VIII	2160	3	1,27	97	8,2	8,46

Суммарный теплоприток  $Q_3$ , кВт на камерное оборудование от всех камер заносим в таблицу 2.9.

### 2.3.4 Теплопритоки при эксплуатации камер

Эти теплопритоки возникают вследствие освещения камер, пребывания в них людей, работы электродвигателей и открывания дверей. Теплопритоки определяют от каждого источника тепловыделений отдельно [3].

Теплоприток от освещения  $Q_4^1$ , кВт, рассчитывается по формуле [3]:

$$Q_4^1 = q_4^1 \cdot F \cdot \eta_{одн} \cdot 10^{-3} \quad (2.33)$$

где  $q_4^1$  - теплота, выделяемая источниками освещения в единицу времени на

1 м<sup>2</sup> площади пола,  $\frac{Вт}{м^2}$  [3];

$\eta_{одн}$  - коэффициент одновременности включения светильников, [3];

$F$  - площадь камеры, м<sup>2</sup>.

С учетом коэффициента одновременности включения  $\eta_{одн}=0,5$  можно принимать для складских помещений (камер хранения)  $q_4^1=5$ , Вт/м<sup>2</sup>.

$$Q_4^1 = 5 \cdot 0,5 \cdot 233,1 \cdot 10^{-3} = 0,58$$

Теплоприток от пребывания людей  $Q_4^2$ , кВт, рассчитывается по формуле

$$Q_4^1 = 0,35 \cdot n \quad (2.34)$$

где 0,35 - тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, кВт;

$n$  - число людей, работающих в данном помещении.

Число людей, работающих в помещении, принимают в зависимости от площади камеры. При площади камеры до 200 м<sup>2</sup> принимают 2 ÷ 3 человека; при площади камеры больше 200 м<sup>2</sup> - 3 ÷ 4 человека [2, 3].

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,35 = 1,05$$

Теплоприток от работающих электродвигателей  $Q_4^3$ , кВт, при расположении электродвигателей в охлаждаемом помещении определяется по формуле:

$$Q_4^3 = N_э \cdot \eta_{одн} \quad (2.35)$$

где  $N_э$  - суммарная мощность электродвигателей, кВт;

$\eta_{одн}$  - коэффициент одновременности работы оборудования, [3].

В предварительных расчетах мощность устанавливаемых электродвигателей можно ориентировочно принимать по данным приведенным ниже [3]:

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

Чем больше, камера, тем больше мощность у электродвигателей.

$$Q_4^3 = 3 \cdot 0,5 = 1,5$$

							Лист
							28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

Теплоприток при открывании дверей  $Q_4^4$ , кВт, определяется по формуле:

$$Q_4^4 = \beta \cdot q \cdot F \cdot (1 - n) \quad (2.36)$$

где  $\beta$  - коэффициент, учитывающий длительность и частоту проведения грузовых операций,  $\beta = 0,15$  (для камер хранения);

$F$  - площадь дверного проема,  $m^2$ ;

$q$  - плотность теплового потока, среднего за время грузовых операций отнесенного к площади дверного проема при отсутствие средств тепловой защиты,  $kW/m^2$ ,  $q = 9 kW/m^2$  [3].

$n = 0,8$  для теплового шлюза.

$$Q_4^4 = 0,15 \cdot 9 \cdot 6 \cdot (1 - 0,8) = 1,62$$

Эксплуатационные теплопритоки определяются, как сумма теплопритоков  $Q_4$ , кВт, отдельных видов определяется по формуле:

$$Q_4 = Q_4^1 + Q_4^2 + Q_4^3 + Q_4^4, \quad (2.37)$$

$$Q_4 = 0,58 + 1,05 + 1,5 + 1,62 = 4,75$$

Результаты расчетов теплопритоков при эксплуатации заносим в таблицу 2.7

Таблица 2.7 - Теплопритоки при эксплуатации камер

№ камеры	F, $m^2$	$q_4^1$ , $\frac{Bm}{m^2}$	Nэ, кВт	$Q_4^1$ , кВт	$Q_4^2$ , кВт	$Q_4^3$ , кВт	$Q_4^4$ , кВт	$Q_4$ , кВт
1	233,1	5	3	0,58	1,05	1,5	1,62	4,75
2	233,1	5	3	0,58	1,05	1,5	1,62	4,75
3	233,1	5	3	0,58	1,05	1,5	1,62	4,75
5	384,3	5	3	0,88	1,4	1,5	1,62	5,4
6	384,3	5	3	0,88	1,4	1,5	1,62	5,4
7	384,3	5	3	0,88	1,4	1,5	1,62	5,4
8	384,3	5	3	0,88	1,4	1,5	1,62	5,4

Суммарный теплоприток  $Q_4$ , кВт, на камерное оборудование от всех камер заносим в таблицу 2.9.

### 2.3.5 Теплопритоки от фруктов и овощей при дыхании

Эти теплопритоки учитываем только для камер хранения охлажденной продукции. Теплоприток при дыхании фруктов  $Q_5$ , кВт, определяем по формуле:

$$Q_5 = E_K (0,1q_{охл} + 0,9q_{XP})10^{-3}, \quad (2.38)$$

где  $E_K$  - вместимость камеры, т;

$q_{охл}, q_{XP}$  - удельное тепловыделение плодов при «дыхании» во время охлаждения и хранения, определяемые по [3].

Результаты расчета теплопритока при «дыхании» сведены в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 - Теплопритоки от фруктов и овощей при «дыхании»

№ камеры	$E_{кам.}$ т	$q_{П}$ , Вт/т	$q_{XP}$ , Вт/т	$Q_5$ , кВт
V, VI, VII, VIII	525	41	17	10,18

Суммарный теплоприток  $Q_5$ , кВт, на камерное оборудование от всех камер заносим в таблицу 2.9.

Таблица 2.9 - Нагрузка на камерное оборудование

N камеры	Назначение	Теплопритоки						$t_{пм},$ $^{\circ}C$
		Нагрузка на камерное оборудование, кВт						
		$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$	$Q_4$	$Q_5$	$Q_{об.}$ кВт	
1	Хранение замороженного продукта	6,3	1,58	-	4,75	-	12,63	-20
2	Хранение замороженного продукта	5,1	1,58	-	4,75	-	11,43	
3	Хранение замороженного продукта	6,3	1,58	-	4,75	-	12,63	
5	Хранение охлажденного продукта	5,44	17,9	8,46	5,4	10,18	47,38	0
6	Хранение охлажденного продукта	4,19	17,9	8,46	5,4	10,18-	46,13	
7	Хранение охлажденного продукта	4,19	17,9	8,46	5,4	10,18	46,13	
8	Хранение охлажденного продукта	5,34	17,9	8,46	5,4	10,18	47,28	

## 2.4 Определение режимов работы холодильной установки

Расчетный режим холодильной установки характеризуется: температурой кипения  $t_0$ , конденсации  $t_k$ , всасывания  $t_{вс}$  и температурой переохлаждения жидкого хладагента  $t_n$  перед регулирующим вентилем.

Принимаем косвенную систему охлаждения для камер хранения сырья, охлажденных и замороженных продуктов, для скороморозильного аппарата принимаем схему непосредственного охлаждения. В качестве хладоносителя используем пропиленгликоль, рекомендованный международными организациями для охлаждения пищевых продуктов, в качестве хладагента фреон R404A.

В установках с косвенным охлаждением температура кипения хладагента принимается на  $4 \div 6$  °С ниже средней температуры хладоносителя в приборах охлаждения. Температура хладоносителя на выходе из приборов охлаждения принимается на  $6 \div 8$  °С ниже температуры воздуха в камере, подогрев хладоносителя в приборах охлаждения  $2 \div 4$  °С [3].

Для камер хранения охлажденной продукции температура хладоносителя на выходе из приборов охлаждения  $t_{s2} = 0 - 8 = -8$  °С, температура хладоносителя на входе в приборы охлаждения  $t_{s1} = -8 - 4 = -12$  °С. Средняя температура хладоносителя в приборах охлаждения  $t_{s\text{ ср}} = (-12 + (-8)) / 2 = -10$  °С, следовательно  $t_{01} = -10 - 5 = -15$  °С.

Для камер хранения замороженной продукции температура хладоносителя на выходе из приборов охлаждения  $t_{s2} = -20 - 8 = -28$  °С, температура хладоносителя на входе в приборы охлаждения  $t_{s1} = -28 - 4 = -32$  °С. Средняя температура хладоносителя в приборах охлаждения  $t_{s\text{ ср}} = (-32 + (-28)) / 2 = -30$  °С, следовательно  $t_{02} = -30 - 5 = -35$  С.

Температура кипения хладагента в испарителе скороморозильного аппарата  $t_{03} = -35$  °С. Температура конденсации хладагента  $t_k = t_n + 9 = 36 + 9 = 45$  °С [3].

### 2.4.1 Расчет нагрузки на компрессоры

Нагрузка на компрессор,  $Q_{км}$ , кВт, для температуры кипения  $t_{01} = -15$  °С косвенной системы охлаждения, определяется по формуле:

$$Q_{км} = 0,6 \sum Q_1 + \sum Q_2 + \sum Q_3 + 0,5 \sum Q_4 + \sum Q_5, \quad (2.39)$$
$$Q_{км} = 0,6 \times (5,44 + 4,19 + 4,19 + 5,34) + (17,9 + 17,9 + 17,9 + 17,9) + (8,46 + 8,46 + 8,46 + 8,46) + 0,5 \times (5,4 + 5,4 + 5,4 + 5,4) + (10,18 + 10,18 + 10,18 + 10,8) = 168,456.$$

Нагрузка на компрессор,  $Q_{км}$ , кВт, для температуры кипения  $t_{02} = -35$  °С косвенной системы охлаждения, определяется по формуле:

$$Q_{км} = 0,8 \sum Q_1 + \sum Q_2 + 0,7 \sum Q_4, \quad (2.40)$$
$$Q_{км} = 0,8 \cdot (6,3 + 5,1 + 6,3) + (1,58 + 1,58 + 1,58) + 0,7 \cdot (4,75 + 4,75 + 4,75) = 29,6$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Холодопроизводительность компрессора  $Q_{уст}$ , кВт, с учетом коэффициента потери холода, для температуры кипения  $t_{01} = -15^{\circ}\text{C}$  определяется по формуле:

$$Q_{уст} = 1,12 \cdot Q_{км}, \quad (2.41)$$

$$Q_{уст} = 1,12 \cdot 168,456 = 188,67$$

Холодопроизводительность компрессора  $Q_{уст}$ , кВт, с учетом коэффициента потери холода, для температуры кипения  $t_{02} = -35^{\circ}\text{C}$  определяется по формуле:

$$Q_{уст} = 1,12 \cdot Q_{км}, \quad (2.42)$$

$$Q_{уст} = 1,12 \cdot 29,6 = 33,15$$

## 2.5 Расчет и подбор оборудования холодильной установки

### 2.5.1 Расчет и подбор камерных приборов охлаждения

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  $F_{во}$ ,  $\text{м}^2$ , определяется по формуле:

$$F_{во} = Q_{об} / (K \cdot \Theta), \quad (2.43)$$

где  $Q_{об}$  - тепловой поток через воздухоохладитель, определяемый тепловым расчетом, кВт;

$K$  - коэффициент теплопередачи воздухоохладителя,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\Theta$  - средний температурный напор между циркулирующим воздухом и хладоносителем, К, принимаем 10 К.

Для камеры №1:

$$F_{во} = 12,63 \cdot 10^3 / (11 \cdot 10) = 114,8$$

Принимаем воздухоохладитель IADHN 051C/17 производства Гюнтнер-Иж в количестве трех штук [3].

Для камеры №5:

$$F_{во} = 47,38 \cdot 10^3 / (13,5 \cdot 10) = 350,96$$

Принимаем воздухоохладитель IADHN 051C/210 в количестве пяти штук [3].  
Результаты расчетов воздухоохладителей сводим в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 - Результаты расчета и подбора воздухоохладителей

№ камеры	Температура в камере, $^{\circ}\text{C}$	Площадь пов-ти $F_{во}$ , $\text{м}^2$	Марка воздухоохладителя	Количество в камере	Общее количество	Длина струи L, м	Объем труб V, л
1,2,3	-20	50,9	IADHN 051C/17	3	9	10	14
5,6,7,8	0	73,3	IADHN 051C/210	5	20	14	27

## 2.5.2 Подбор компрессорно-испарительных агрегатов

Расчет цикла на температуру кипения  $t_{01} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Цикл одноступенчатой холодильной машины представлен на рис.2.3. Хладагент R404A. Параметры узловых точек цикла представлены в табл. 2.11. Перегрев всасываемого газа принят согласно рекомендациям [6].

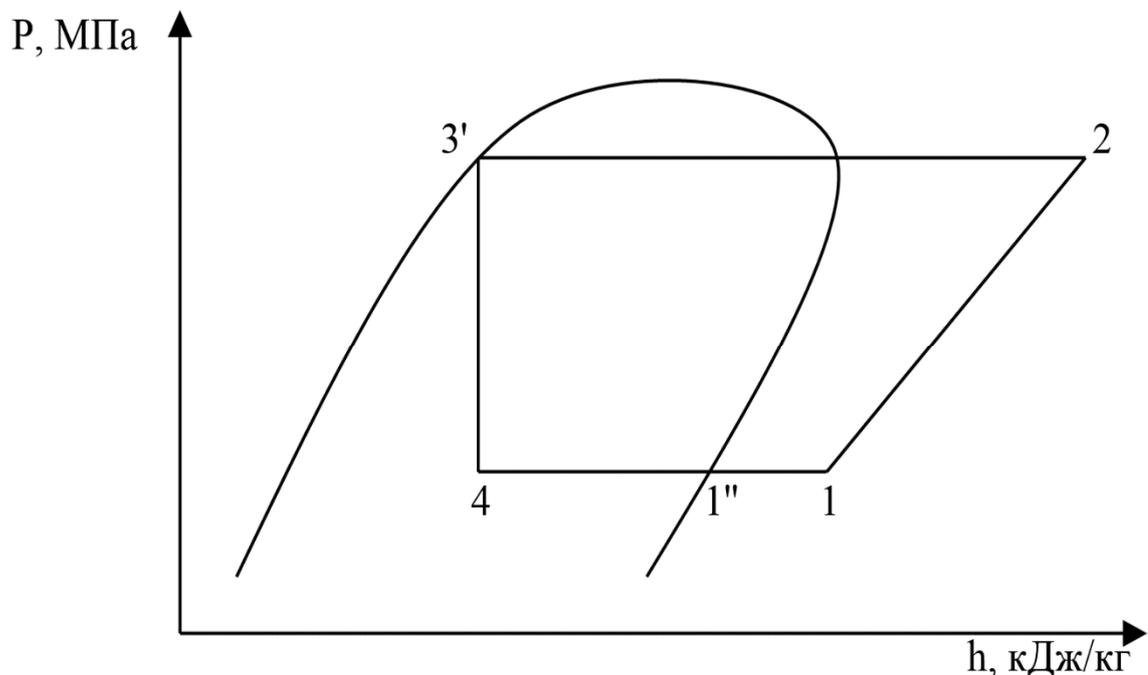


Рисунок 2.3. Цикл одноступенчатой холодильной машины

Таблица 2.11-Параметры узловых точек цикла

№ точки	1''	1	2	3'	4
t, °C	-15	-5	58	45	-15
P, МПа	0,35	0,35	2,1	2,1	0,35
h, кДж/кг	360	368	405	270	270
v, м <sup>3</sup> /кг	-	0,06	-	-	-

Массовый расход циркулирующего хладагента  $G_{(-15)}, \text{кг/с}$ , определяется по формуле

$$G_{(-15)} = \frac{Q_{уст}}{q_0}, \quad (2.44)$$

где  $q_0$  – удельная массовая холодопроизводительность кДж/кг.

$$q_0 = (h_{1''} - h_4), \quad (2.45)$$

$$G_{(-15)} = \frac{188,67}{360 - 270} = 2,1$$

Коэффициент подачи  $\lambda$  принимаем в зависимости от степени сжатия компрессора: при  $P_k/P_o = 2,1/0,35 = 6 \Rightarrow \lambda = 0,8$ .

Требуемая производительность компрессора  $V_m, \text{м}^3/\text{с}$ , определяется по формуле:

$$V_m = \frac{G_{(-15)} \cdot v_1}{\lambda}, \quad (2.46)$$

$$V_m = \frac{2,1 \cdot 0,06}{0,8} = 0,157$$

На температуру кипения  $t_{01} = -15^\circ\text{C}$  подбираем компрессорно-испарительный агрегат F3102N/2×HSK8551-110RB. В состав агрегата входят: два винтовых полугерметичных компрессора HSK8551-110 (производство Bitzer), с теоретической объемной производительностью  $V_{\text{км}} = 315 \text{ м}^3/\text{ч}$  каждый, пластинчатый испаритель, линейный ресивер F310-2N, маслоотделитель, два воздушных маслоохладителя - драйкулера [6].

Действительный массовый расход циркулирующего хладагента

$$G_\delta = \frac{V_m \cdot \lambda}{v_1} \quad (2.47)$$

$$G_\delta = \frac{0,175 \cdot 0,8}{0,06} = 2,33$$

Теоретическая мощность компрессора  $N_m$ , кВт, определяется по формуле:

$$N_m = G_\delta \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.48)$$

$$N_m = 2,33 \cdot (405 - 368) = 86,2$$

Индикаторная мощность компрессора  $N_i$ , кВт, определяется по формуле:

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} \quad (2.49)$$

где  $\eta_i$  - индикаторный КПД.

$$N_i = \frac{86,2}{0,85} = 101,4$$

Эффективную мощность  $N_e$ , кВт, определяем по формуле:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (2.50)$$

где  $\eta_m$  - механический КПД.

$$N_e = \frac{101,4}{0,9} = 112,7$$

Действительную тепловую нагрузку на конденсатор  $Q_k$ , кВт, определяем по формуле:

$$Q_k = G_o \cdot (h_2 - h_{3'}) \quad (2.51)$$

$$Q_k = 2,33 \cdot (405 - 270) = 314,55$$

Действительную холодопроизводительность компрессоров  $Q_{од}$ , кВт, определяем по формуле:

$$Q_{од} = G_o \cdot (h_{1''} - h_4) \quad (2.52)$$

$$Q_{од} = 2,33 \cdot (360 - 270) = 209,7$$

Расчет цикла на температуру кипения  $t_{02} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$

Цикл холодильной машины с экономайзером представлен на рис.2.4. Хладагент R404A. Параметры узловых точек цикла представлены в табл. 2.12. Перегрев всасываемого газа и переохлаждение жидкости на выходе конденсатора приняты согласно рекомендациям [6].

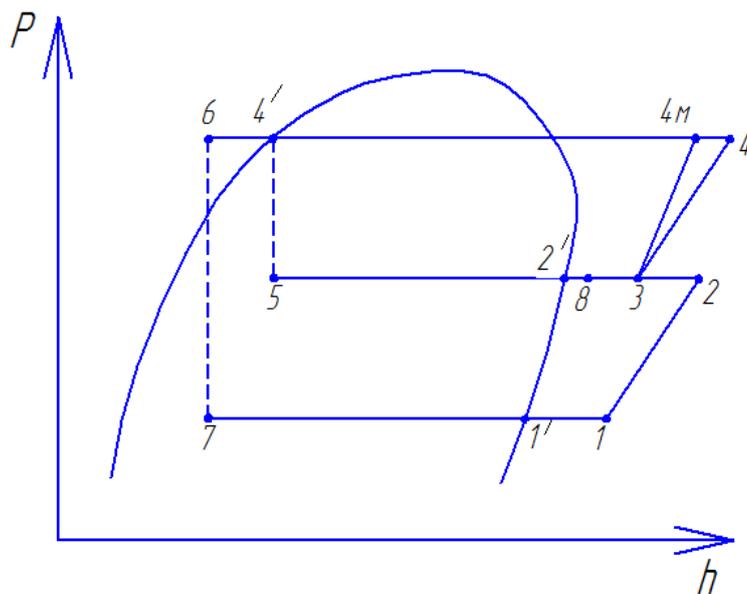


Рис. 2.4 - Цикл холодильной машины с одноступенчатым компрессором и теплообменником – экономайзером.

Таблица 2.12-Параметры узловых точек цикла

№ точки	P, МПа	h, кДж/кг	t <sup>0</sup>	v, м <sup>3</sup> /кг
1'	0,165	348	-35	0,14
1	0,165	355	-25	0,13
2	0,59	380	15	0,039
2'	0,59	367	-1	0,035
3	0,59	371	13	0,036
4	2,1	400	55	0,011
4'	2,1	270	45	-
5	0,59	270	-1	-
6	2,1	208	4	-
7	0,165	208	-35	-
8	0,59	375	4	-

Массовый расход циркулирующего хладагента  $G_I, \text{кг/с}$ , на первом этапе сжатия определяется по формуле [3]:

$$G_I = Q_{0 \text{ уст}} / (h_{1'} - h_7); \quad (2.53)$$

$$G_I = \frac{33,15}{348 - 208} = 0,237$$

Массовый расход циркулирующего хладагента  $G_{II}, \text{кг/с}$ , на втором этапе сжатия определяем по формуле [3]:

$$G_{II} = G_I \cdot (h_8 - h_7) / (h_8 - h_5); \quad (2.54)$$

$$G_{II} = \frac{0,237(375 - 208)}{375 - 270} = 0,377$$

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора на первом этапе сжатия  $V_{m1}, \text{м}^3/\text{с}$ , определяется по формуле:

$$V_{m1} = \frac{G_I \cdot v_1}{\lambda} \quad (2.55)$$

где  $v_1$  - удельный объем хладагента в точке всасывания, м<sup>3</sup>/кг,  
 $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора.

$$V_{m1} = \frac{0,237 \cdot 0,13}{0,75} = 0,04.$$

На температуру кипения  $t_{02} = -35 \text{ }^\circ\text{C}$  подбираем компрессорно-испарительный агрегат F1602N/2×HSN5343-20RWB. В состав агрегата входят: два винтовых полугерметичных компрессора HSN5343-20 с экономайзером (производство Bitzer), теоретической объемной производительностью  $V_{\text{км}} = 84 \text{ м}^3/\text{ч}$  каждый,

пластинчатый испаритель, линейный ресивер F160-2N, маслоотделитель, два воздушных маслоохладителя - драйкулера [6]. Техническая характеристика агрегатов представлена в таблице 2.13.

Действительный массовый расход циркулирующего хладагента на первом этапе сжатия  $G_{I0}$ , кг/с определяем по формуле (2.47):

$$G_{I0} = \frac{0,0467 \cdot 0,75}{0,13} = 0,269$$

Действительный массовый расход циркулирующего хладагента на втором этапе сжатия  $G_{II0}$ , кг/с определяем по формуле (2.54):

$$G_{II0} = \frac{0,269(375 - 208)}{375 - 270} = 0,43$$

Теоретическая мощность компрессора на первом этапе сжатия  $N_{T1}$ , кВт, определяем по формуле:

$$N_{m1} = G_{I0} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.56)$$

$$N_{m1} = 0,269 \cdot (380 - 355) = 6,7$$

Теоретическая мощность компрессора на втором этапе сжатия  $N_{T2}$ , кВт, определяем по формуле:

$$N_{m2} = G_{II0} \cdot (h_4 - h_3) \quad (2.57)$$

$$N_{m2} = 0,43 \cdot (400 - 371) = 12,47$$

Индикаторная мощность компрессора на первом этапе сжатия  $N_{i1}$ , кВт, определяем по формуле:

$$N_{i1} = \frac{N_{m1}}{\eta_{i1}} \quad (2.58)$$

$$N_{i1} = \frac{6,7}{0,8} = 8,4$$

Индикаторная мощность компрессора на втором этапе сжатия  $N_{i2}$ , кВт, определяем по формуле:

						Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N_{i2} = \frac{N_{m2}}{\eta_{i2}} \quad (2.59)$$

$$N_{i2} = \frac{12,47}{0,8} = 15,6$$

Эффективную мощность  $N_e$ , кВт, определяем по формуле:

$$N_e = \frac{N_{i1} + N_{i2}}{\eta_m} \quad (2.60)$$

$$N_e = \frac{8,4 + 15,6}{0,9} = 26,7$$

Действительную холодопроизводительность компрессоров  $Q_{0д}$ , кВт, определяем по формуле:

$$Q_{0д} = G_{i0} \cdot (h_{i'} - h_{i'}) \quad (2.61)$$

$$Q_{0д} = 0,269 \cdot (348 - 208) = 37,66$$

Действительную тепловую нагрузку на конденсатор  $Q_k$ , кВт, определяем по формуле:

$$Q_k = G_{i0} \cdot (h_4 - h_{4'}) \quad (2.62)$$

$$Q_k = 0,43 \cdot (400 - 270) = 55,9$$

Таблица 2.13 – Характеристика компрессорно-испарительных агрегатов

Марка агрегата	$t_0, ^\circ C$	$Q_{0ном}$ , кВт	Габариты, мм
F3102N/2×HSK8551-110RB	-15	192,9	2200/1420/1405
F1602N/2×HSN5343-20RWB	-35	36,6	1700/800/1310

### 2.5.3 Подбор скороморозильного аппарата

Производительность скороморозильного аппарата определяем с учетом его работы в течение двух смен, т.е. 16 часов в сутки.

$$G' \text{ сут} = 9 \text{ т} / \text{сут} = \frac{9 \cdot 10^3}{16} = 562,5 \text{ кг} / \text{ч}.$$

Подбираем флюидизационный скороморозильный аппарат АСМФ-600, техническая характеристика представлена в таблице 2.14.

Таблица 2.14 – Характеристика скороморозильного аппарата

Техническая характеристика	АСМФ-600*
Производительность по зелёному горошку, кг/ч	600
Установленная электрическая мощность, кВт	22,6
Холодопотребление, кВт при $T_{\text{кип}} = -40^\circ\text{C}$ , $T_{\text{конд}} = +40^\circ\text{C}$	85
Емкость по хладагенту, л	260
Габаритные размеры теплоизолированной камеры - длина, мм - ширина, мм - высота, мм	7100 3800* (3200) 3200
Температура воздуха в камере, $^\circ\text{C}$	-26...-32
Температура продукта, $^\circ\text{C}$ - начальная - конечная	+16 -18
Время замораживания, минут	8...20
Регулировка движения лент	бесступенчатая
Хладагент	R22, R404A
* Аппараты предусматривают возможность заморозки продуктов в поддонах на тележках-этажерках	

#### 2.5.4 Подбор агрегата для холодоснабжения скороморозильного аппарата

Для скороморозильного аппарата АСМФ-600 принимаем систему непосредственного охлаждения и выполняем пересчет холодопроизводительности для условий работы: температура кипения  $t_{02} = -35^\circ\text{C}$ , температура конденсации  $t_k = 45^\circ\text{C}$ , температура пара на всасывании в компрессор  $t_{\text{вс}} = -25^\circ\text{C}$ , цикл с экономайзером, по формуле [3]:

$$Q_{0\text{раб}} = \frac{Q_{0\text{ст}} \cdot q_{0\text{раб}} \cdot \lambda_{\text{раб}} \cdot v_{1\text{ст}}}{q_{0\text{ст}} \cdot \lambda_{\text{ст}} \cdot v_{1\text{раб}}} \quad (2.63)$$

где  $Q_{0\text{раб}}$ ,  $Q_{0\text{ст}}$  – холодопроизводительность агрегата при рабочем и стандартном режиме работы, кВт;

$q_{0раб}, q_{0ст}$  – удельная массовая холодопроизводительность при рабочем и стандартном режиме работы, кДж/кг;

$\lambda_{раб}, \lambda_{ст}$  - коэффициент подачи компрессора при рабочем и стандартном режиме работы;

$v_{1раб}, v_{1ст}$  – удельный объем пара на всасывании в компрессор при рабочем и стандартном режиме работы, м<sup>3</sup>/кг.

Параметры, входящие в формулу (2.63), определяем по циклу (см. рис. 2.4) в термодинамической диаграмме для хладагента R404A.

Холодопроизводительность агрегата при рабочем режиме работы  $Q_{0раб}$ , кВт,

$$Q_{0раб} = \frac{85 \cdot 140 \cdot 0,75 \cdot 0,15}{141 \cdot 0,75 \cdot 0,13} = 97$$

Подбираем низкотемпературную холодильную центральную двухкомпрессорную станцию FCM1-2×HSN7461-70H, в состав которой входят: два винтовых полугерметичных компрессорных агрегата с экономайзером HSN7461-70 (производство Bitzer), два отделителя жидкости, маслоотделитель, два маслоохладителя [6]. Техническая характеристика представлена в таблице 2.15.

Таблица 2.15 – Техническая характеристика холодильной централи

Холодопроизводительность, кВт, при $t_0=-35$ °C, $t_k=45$ °C	109,2
Потребляемая мощность, кВт	99,8
Компрессор	HSN 7461-70
Количество компрессоров, шт	2
Ресивер линейный	F310-2N
Размеры, мм	2920x1500x1625
Вес, кг	1190

### 2.5.5 Подбор гидромодулей

Подбор гидромодулей проводится по объемному расходу хладоносителя [7]. Объемный расход хладоносителя  $G$ , м<sup>3</sup>/с, определяется по формуле [3]

$$G = \frac{Q_{об}}{\rho_s \cdot c_s \cdot \Delta t_s} \quad (2.47)$$

где  $Q_{об}$  - тепловая нагрузка на камерные приборы охлаждения, кВт;

$\rho_s$  – плотность хладоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$c_s$  – теплоемкость хладоносителя, кДж/(кг·K);

$\Delta t$  - перепад температур хладоносителя в испарителе, °C.

Подбираем гидромодуль на температуру кипения  $t_{01} = -15$  °C.

В качестве хладоносителя применяем пропиленгликоль с температурой замерзания на 10 °С ниже температуры кипения хладагента и концентрацией 45%,  $\rho_s=1160 \text{ кг/м}^3$ ,  $c_s=3,61 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$  при температуре хладоносителя  $t_s = -25 \text{ °С}$  [4].

$$G = \frac{186,92}{1160 \cdot 3,61 \cdot 4} = 0,0112 \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } 40,3 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Подбираем гидромодуль НРТ-F-750-30/72 (производство Wesper) [7].

Подбираем гидромодуль на температуру кипения  $t_{02} = -35 \text{ °С}$ .

Объемный расход хладоносителя  $G$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , определяется по формуле (2.47).

В качестве хладоносителя применяем пропиленгликоль с температурой замерзания на 10 °С ниже температуры кипения хладагента и концентрацией 55%,  $\rho_s=1180 \text{ кг/м}^3$ ,  $c_s=3,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$  при температуре хладоносителя  $t_s = -45 \text{ °С}$  [4].

$$G = \frac{36,69}{1180 \cdot 3,3 \cdot 4} = 0,0024 \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } 8,64 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Подбираем гидромодуль НРТ-B-300-6/24 (производство Wesper).  
Техническая характеристика гидромодулей представлена в таблице 2.16

Таблица 2.16 – Техническая характеристика гидромодулей

Модель насоса	Аккумулят. емкость, л	Мин. расход / Макс. расход, $\text{м}^3/\text{час}$	Макс. напор / Мин. напор, кПа	Емкость расширит. бака, л	Мощность, эл. двигателя кВт	Вес, кг
В	300	6 / 24	220 / 122	25	1,5	220
F	750	30 / 72	191 / 103	25	3	428

## 2.5.6 Расчёт и подбор конденсаторов

Расчет и подбор конденсаторов проводим по значению номинальной мощности конденсатора из каталога [8].

Номинальная мощность конденсатора  $Q_n, \text{ кВт}$ , определяется по формуле [8]:

$$Q_n = \frac{Q_k}{f_N \cdot f_R \cdot f_M \cdot f_H} \quad (2.44)$$

где  $Q_k$  – тепловая нагрузка на конденсатор при рабочем режиме, кВт;

$f_N$  – поправочный коэффициент, учитывающий температуру конденсации и температуру воздуха на входе в конденсатор [8];

$f_R$  – поправочный коэффициент, учитывающий вид хладагента [8];

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

$f_M$  - поправочный коэффициент, учитывающий материал оребрения труб конденсатора [8];

$f_H$  – поправочный коэффициент, учитывающий высоту местности над уровнем моря [8].

Номинальная мощность (тепловая нагрузка) конденсатора,  $Q_n, кВт$ , для цикла на  $t_{01} = -15\text{ }^\circ\text{C}$ :

$$Q_{n1} = \frac{314,55}{0,65 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,91} = 531,8$$

Принимаем воздушный конденсатор марки GVV 100.2A/2×2N [8].

Номинальная мощность конденсатора  $Q_n, кВт$ , для цикла на  $t_{02} = -35\text{ }^\circ\text{C}$ :

$$Q_{n2} = \frac{55,9}{0,65 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,91} = 94,5$$

Принимаем воздушный конденсатор марки GVV 050.1A/2×2N [8].

Номинальная мощность конденсатора  $Q_n, кВт$ , для системы холодоснабжения скороморозильного аппарата при  $t_{02}' = -35\text{ }^\circ\text{C}$ :

$$F_{кд3} = \frac{109,2 + 99,8}{0,65 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,91} = 353,3$$

Принимаем воздушный конденсатор марки GVV 090.2C/3N [8].

Техническая характеристика представлена в таблице 2.15.

Таблица 2.15 - Техническая характеристика воздушных конденсаторов

$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	Марка	Номинальная мощность, $Q_n, кВт$	$F_{кд}, м^2$	Расход воздуха, $м^3/ч$	$N_e, кВт$	Скорость вращения вентиляторов, $мин.^{-1}$
-15	GVV 100.2A/2×2N	537	1502	103500	13,1	670
-35	GVV 050.1A/2×2N	110	393	29750	2,87	1340
-35 СМА	GVV 090.2C/3N	367	1002	93000	10,6	700

## 2.6 Описание схемы холодильной установки

На проектируемой установке для холодоснабжения холодильных камер применена косвенная система охлаждения. В качестве хладоносителя используется пропиленгликоль, в качестве хладагента фреон R404A, температуры кипения хладагента  $t_{01}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{02}=-35^{\circ}\text{C}$ . Подобраны: компрессорно-испарительный агрегат F3102N/2×HSK8551-110RB на температуру кипения  $t_{01}=-15^{\circ}\text{C}$ ; компрессорно-испарительный агрегат F1602N/2×HSN5343-20RWB на температуру кипения  $t_{02}=-35^{\circ}\text{C}$ . Для подачи хладоносителя в приборы охлаждения подобраны гидромодули: НРТ-F-750-30/72 на температуру кипения  $t_{01}=-15^{\circ}\text{C}$  и НРТ-B-300-6/24 на температуру кипения  $t_{02}=-35^{\circ}\text{C}$ . Каждый гидромодуль имеет в своем составе два насоса, бак-накопитель хладоносителя, расширительный бак, запорную и регулирующую арматуру.

Сжатый компрессорами пар хладагента R404A нагнетается через маслоотделители в воздушные конденсаторы. В конденсаторе пар хладона конденсируется, отдавая тепло окружающей среде, затем жидкий хладагент поступает в линейный ресивер, затем дросселируется и поступает в пластинчатый испаритель, где происходит теплообмен между хладагентом и циркулирующим хладоносителем, который с помощью насоса гидромодуля подается в приборы охлаждения.

Для обеспечения работы скороморозильного аппарата АСМФ–600 подобрана низкотемпературная холодильная центральная двухкомпрессорная станция FCM1-2×HSN7461-70H непосредственного охлаждения на температуру кипения  $t_{02}^{\prime}=-35^{\circ}\text{C}$ .

Заправка масла производится непосредственно в маслоотделитель и маслоохладитель перед вакуумированием. Уровень масла в маслоотделителе должен быть в пределах диапазона смотрового стекла.

Заправка хладагента R404A производится только в жидкой фазе непосредственно в жидкостной ресивер. Перед заправкой холодильный контур вакуумируется до давления не более 30 Па (0,3 мбар). Дозаправка возможна со стороны всасывания во время работы, но очень осторожно, и небольшими порциями.

Оттаивание воздухоохлаждателей с помощью электронагревателей выполняют в такой последовательности: воздухоохлаждатели переключают на режим оттаивания, то есть прекращают подачу хладоносителя, выключают электродвигатели вентиляторов и включают электронагреватели. После оттаивания воздухоохлаждатели переключают на режим охлаждения, выполняя операции в обратной последовательности.

Обогрев камер хранения свежей плодоовощной продукции с температурой  $0^{\circ}\text{C}$ , при необходимости, в холодный период года осуществляется посредством подачи нагретого хладоносителя и с помощью ТЭНов воздухоохлаждателей.

										Лист
										43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

### **3 АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МАСЛООТДЕЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИМЕНЕНИЯ СХЕМ ВОЗВРАТА СМАЗОЧНОГО МАСЛА В КОМПРЕССОРНЫЕ АГРЕГАТЫ ХЛАДОНОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

Пар холодильного агента, выходящий из любого маслозаполненного компрессора, например, винтового или поршневого всегда уносит масло. Масло уносится каплями и в парообразном виде [2]. При высоких температурах, характерных для нагнетания компрессора, испаряемость и унос масла, по данным [25], может составлять до 35 %.

При движении по нагнетательному трубопроводу часть паров масла конденсируется и движется вместе с потоком холодильного агента в виде мелких капель. Из компрессора же уносятся капли гораздо большего размера. Таким образом, по нагнетательному трубопроводу движутся крупные и мелкие капли масла и пар масла [2].

Смазочное масло, продвигаясь вместе с хладагентом, попадает в конденсатор и далее в испаритель, оседает на трубках теплообменного аппарата, приводя к ухудшению теплообмена. В испарителях замасливание теплообменной поверхности приводит к понижению температуры кипения, в конденсаторе повышается температура конденсации, что ведет к снижению холодопроизводительности холодильной установки и увеличению потребления электроэнергии. Одновременно с этим уменьшается уровень масла в компрессоре, ухудшается смазка. Взаимная растворимость масла и хладагента оказывает влияние на конструктивные особенности аппаратов для улавливания масла и принцип организации возврата масла в полость компрессора.

Для отделения масла от пара холодильного агента в холодильной установке применяется отделитель масла - специальный аппарат, основанный на оседании капель масла при резком уменьшении скорости движения пара (до 0,5÷1 м/с) и резком изменении направления движения. Частицы масла могут уноситься паром холодильного агента лишь при скорости витания – минимальной скорости, при которой частица данных размеров и массы может уноситься газовым потоком. Маслоотделитель за счет своей конструкции позволяет получить скорость пара ниже скорости витания капель масла [2].

Наиболее простыми и малоэффективными конструкциями, по мнению авторов [25], являются маслоотделители коммерческих серий. Они представляют собой сосуд с входом нагнетательной трубы сверху в донце или в верхнюю часть обечайки. При входе сбоку на пути пара устанавливается перегородка, которая меняет направление пара и его скорость, выход из аппарата осуществляется также из верхней части обечайки или через донце. На рис. 3.1 изображен маслоотделитель производства компании HENRY TECHNOLOGIES, Великобритания. Маслоотделители такого типа могут использоваться в различных системах, например – многокомпрессорные установки и конденсаторные агрегаты. Они предназначены для использования в системах регулирования подачи масла низкого давления при применении с хладагентами

гидрохлорфторуглеродного, гидрофторуглеродного типов и с принадлежащим к ним маслами [26]. Согласно данным [26] такие маслоотделители проектируются для совместного использования с компрессорами спирального и поршневого типа, их не рекомендуется использовать совместно с винтовыми или ротационными пластинчатыми компрессорами. Газообразный хладагент, содержащий в себе масло, поступает из компрессора в маслоотделитель и проходит через фильтр на входе. На входе маслоотделителя скорость газообразного хладагента уменьшается. Мелкие частицы масла, сталкиваясь друг с другом, формируют более тяжелые частицы, которые налипают на входной сетчатый фильтр и внутренние стенки маслоотделителя. Затем газообразный хладагент проходит через выпускной сетчатый фильтр, где происходит окончательное отделение масла от газообразного хладагента. После этого газообразный хладагент, очищенный от большего количества масла, выходит из маслоотделителя. Отделенное масло осаждается на дне маслоотделителя, где через игольчатый клапан, активируемый посредством поплавкового приспособления, возвращается в картер компрессора или в маслосборник. При правильном выборе оборудования, эффективность маслоотделения составляет обычно 80% [26].



Рисунок 3.1 Маслоотделитель производства компании HENRY TECHNOLOGIES, Великобритания, с изменением направления движения пара

На рис 3.2 изображен маслоотделитель циклонного типа производства компании HENRY TECHNOLOGIES, Великобритания. Маслоотделители циклонного типа могут использоваться в различных областях и системах. Общие области применения включают в себя многокомпрессорные установки

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

и выносные компрессорно-конденсаторные агрегаты. Согласно рекомендациям производителя [26], маслоотделители циклонного типа предназначены для использования в системах регулирования подачи масла низкого давления. Данные изделия проектируются для совместного использования с компрессорами спирального и поршневого типа. Данные изделия не рекомендуется использовать совместно с винтовыми или ротационными пластинчатыми компрессорами. Стандартный модельный ряд изделий предназначен для использования с хладагентами гидрохлорфторуглеродного и гидрофторуглеродного типа, с соответствующими маслами. Модельный ряд SN предназначен для использования с хладагентами гидрохлорфторуглеродного, гидрофторуглеродного типа и с аммиаком. Модельный ряд изделий, работающих при высоком давлении, SH, предназначается для применения в системе R410A и в условиях докритического содержания CO<sub>2</sub>.



Рисунок 3.2 Маслоотделитель циклонного типа

На входе в маслоотделитель, газообразный хладагент, содержащий в себе масло в распыленной форме, сталкивается с передней кромкой винта. Смесь газа и масла под действием центробежной силы движется вдоль винта, что в свою очередь заставляет более тяжелые частицы масла прижиматься к внутренней стенке маслоотделителя, где происходит их соударение с фильтрующим элементом. Основными функциями данного фильтрующего элемента являются отделение масла от газообразного хладагента, и отвод отделенного масла в полость для сбора масла. Отделенное масло стекает вниз вдоль кожуха через разделительную перегородку и попадает в камеру для сбора масла, расположенную в нижней части маслоотделителя. Специально сконструированная перегородка отделяет камеру для сбора масла и исключает возможность повторного улавливания масла посредством предотвращения

возникновения турбулентного потока. Фактически газообразный хладагент без примеси масла, выходит через второй фильтрующий элемент, установленный несколько ниже, чем нижняя кромка винта. Игольчатый клапан возврата масла, приводимый в действие специальным поплавковым приспособлением, позволяет отделенному маслу вернуться в картер компрессора, либо в ресивер масла. Кроме того, для улавливания металлических частиц, появляющихся в ходе эксплуатации системы, которые могут нарушить работоспособность игольчатого клапана, в нижней части камеры для сбора масла установлен магнит. При правильном выборе, эффективность улавливания масла может быть достигнута на уровне до 99% [26].

Для уменьшения количества уносимого масла, по мнению специалистов практиков [25], маслоотделитель следует располагать максимально близко к конденсатору, чтобы как можно больше пара масла сконденсировалось и осело крупными каплями, но у практически всех холодильных агрегатов промышленной серии и при сборке холодильных центральных хладоновых холодильных установок маслоотделители располагаются практически сразу после компрессора, что снижает эффективность маслоотделения.

В маслоотделителях промышленных серий применяется механический метод – фильтрование, подразумевающее использование сетчатого каплеуловителя и фильтров тонкой очистки. Если маслоотделители коммерческих серий производятся только вертикальные, то промышленные маслоотделители бывают и горизонтального исполнения. По данным [25] вертикальные маслоотделители более распространены, однако их использование в ряде случаев бывает затруднено из-за большой высоты аппарата (2-2,5 м), кроме того установка труб и арматуры еще больше увеличивает общую высоту (рис. 3.3).

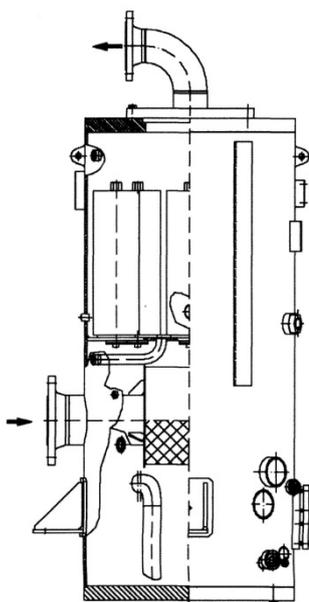


Рисунок 3.3 Вертикальный комбинированный маслоотделитель для промышленных установок

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

В вертикальный маслоотделитель вход пара холодильного агента происходит в нижнюю половину обечайки сбоку, патрубок уходит внутрь аппарата и входит в сетчатый каплеуловитель, который позволяет отделить крупные капли. Затем пар меняет свое направление и поступает в картриджи фильтра тонкой очистки, где осаждаются более мелкие капли масла. Выход пара холодильного агента располагается сверху. Горизонтальные маслоотделители устроены аналогично: сверху в обечайку входит патрубок с закрепленным каплеуловителем, затем пар меняет направление и, проходя через фильтр тонкой очистки, отводится через центр донца маслоотделителя (рис. 3.4) [25, 27].

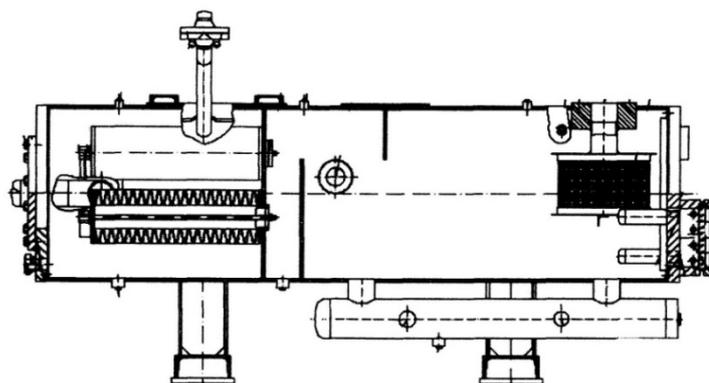


Рисунок 3.4 Горизонтальный комбинированный маслоотделитель GEA для промышленных установок

В промышленных холодильных установках маслоотделители устанавливаются индивидуально на каждом компрессорном винтовом агрегате. Сверху на горизонтальные маслоотделители можно устанавливать компрессор и электродвигатель, благодаря этому агрегаты с горизонтальными маслоотделителями компактны. Отделенное масло отводится снизу аппаратов. (рис. 3.5) [27]. Эффективность отделения масла, по утверждениям производителей, составляет до 99,9 %.

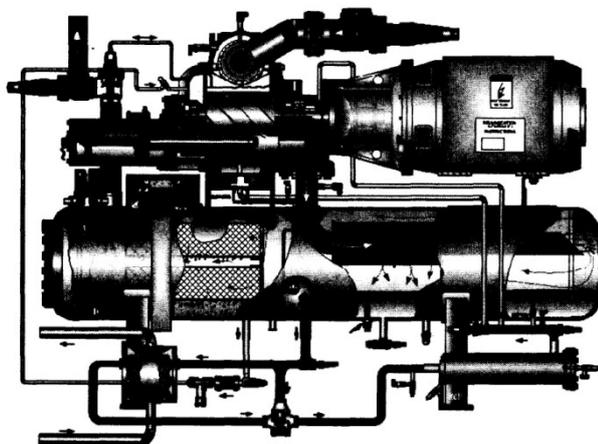


Рисунок 3.5 Агрегат Jonson Control с горизонтальным маслоотделителем

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

На рис 3.6 представлен компактный винтовой компрессор производства компании Bitzer со встроенным маслоотделителем [28].

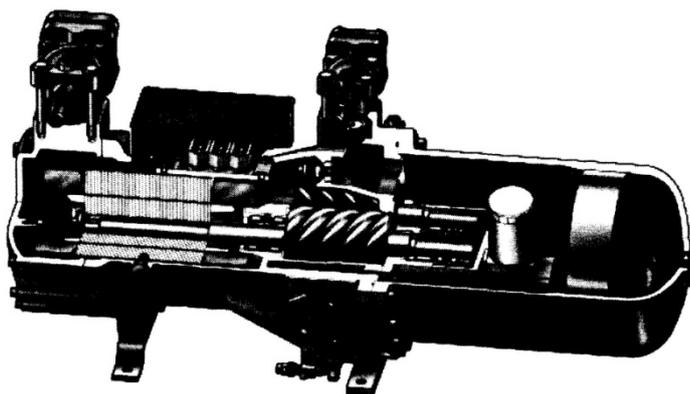


Рисунок 3.6 Компактный винтовой компрессор со встроенным отделителем масла

Трехступенчатая система отделения масла, используемая в таких компрессорах, подразумевает использование небольшого фильтра сразу после роторов компрессора, из которого холодильный агент попадает в косо срезанный патрубок, выходя из которого пар холодильного агента с каплями и паром масла ударяется в полукруглое дноце маслоотделителя и масло частично осаждается. Затем пар и капли попадают в сетчатый фильтр, установленный в маслоотделителе поперек движения пара, и далее проходят к нагнетательному запорному вентилю. Преимущества системы: не нужны дополнительный маслоотделитель и система возврата масла, масло циркулирует непосредственно в корпусе компрессора. Размер компрессора увеличивается незначительно [28]. Недостатком является то, что параллельно такие компрессоры устанавливать без общего отдельного маслоотделителя не рекомендуется [25]. Поэтому компактные компрессоры нашли широкое распространение в чиллерах, при использовании двухконтурных конденсаторов и двухконтурных кожухотрубных испарителей, чтобы не иметь проблем с возвратом масла. Эффективность таких маслоотделителей, по мнению [25] не выше 65 %, однако, при использовании в одном контуре при небольшой протяженности трасс и испарителе с внутритрубным кипением такой эффективности достаточно.

Система возврата масла особенно важна в многокомпрессорных холодильных установках - центрах, где компрессоры работают совместно и могут быть установлены 2 - 6 компрессоров. Так как один компрессор может работать длительное время, а другие не работать, унос масла будет неравномерным, компрессор может остаться без масла и выйти из строя. В малых холодильных установках применяют две наиболее распространенные системы возврата масла: электронную и механическую с поплавковыми регуляторами уровня масла в картере. На рис. 3.7, 3.8 представлены системы механического возврата масла с поплавковыми регуляторами уровня в каждом компрессоре, широко описанные в литературе [2, 6, 23, 25, 26, 28].

Масло, уносимое из компрессора, отделяется в маслоотделителе, подается в маслосборник и распределяется между компрессорами. Поплавок при падении уровня масла опускается, открывая клапан и впуская нужное количество масла, пока уровень не поднимет поплавок и не закроет клапан. Регуляторы устанавливаются при помощи адаптера в смотровой глазок. Выпускаются они специально под производимые марки компрессоров.

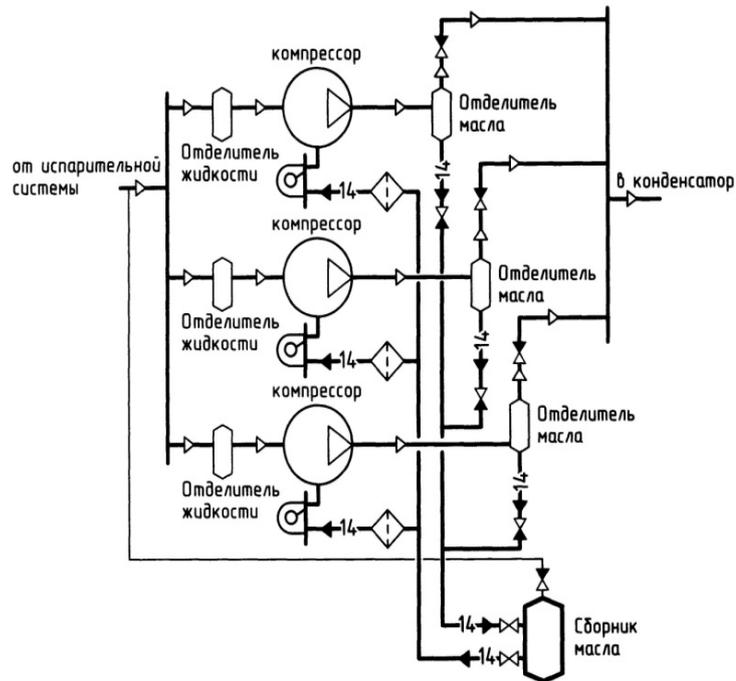


Рисунок 3.7 Схема возврата масла при использовании маслоотделителя на каждый компрессор

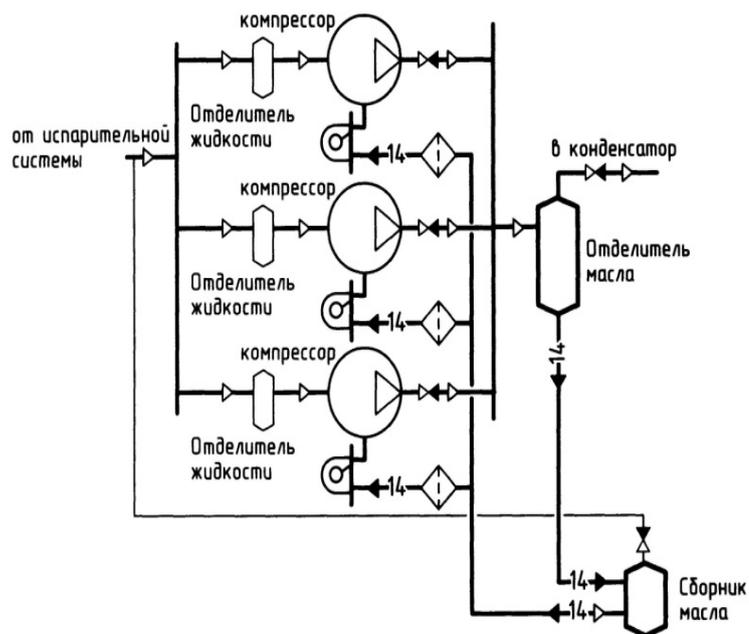


Рисунок 3.8 Схема возврата масла при использовании общего маслоотделителя

Такие системы надежно выравнивают уровень в компрессорах, могут применяться со всеми типами компрессоров, нуждающихся в поддержании уровня в картере (поршневые, спиральные). Некоторым недостатком, по мнению [25], можно считать возможность засорения клапана, однако можно устанавливать фильтры, к тому же современные системы достаточно чисты, особенно при пайке под азотом и с применением качественного фреона

На рис. 3.9 показана схема возврата масла с использованием электронного регулятора уровня типа Trahoil или Optronic. Регулятор представляет собой два прибора — датчик уровня (реле уровня) и соленоидный клапан. Поплавок изменяет свое положение, тем самым меняя магнитное поле, что фиксируется датчиком Холла. При недостатке масла подается сигнал на открытие соленоидного клапана, а при длительном недостатке масла и открытом соленоидном клапане поступает сигнал на отключение компрессора. На схеме показана система возврата масла высокого давления, то есть прямо из маслоотделителя. Электронная система возврата масла позволяет обходиться без дополнительного маслосборника, хотя производитель, тем не менее, рекомендует его устанавливать и реализовывать схему низкого давления [23, 26, 28]. В системе имеется фильтр, но на выходе из маслоотделителя рекомендуется устанавливать дополнительный фильтр, потому что любые загрязнения для соленоидных клапанов и реле нежелательны. Существуют модификации отделителей масла со встроенными снизу маслосборниками [25].

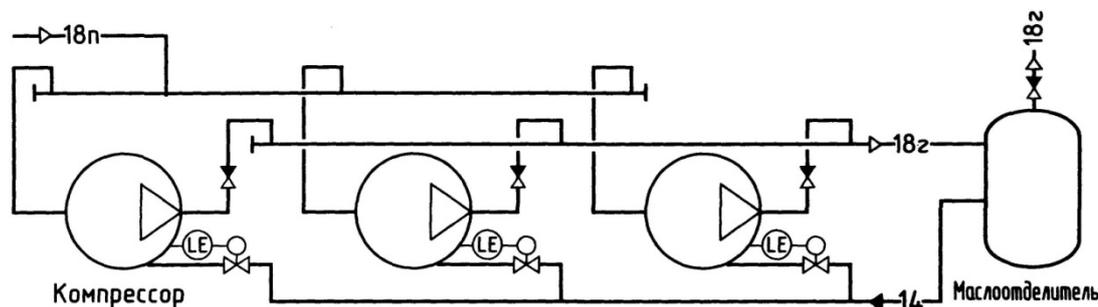


Рисунок 3.9 Схема возврата масла электронными регуляторами уровня

Поскольку хладоны тяжелее масла (их плотность составляет 1160-1475 кг/м<sup>3</sup>), масло или масляно-фреоновая смесь находится в ресиверах и испарителях сверху, поэтому удаление масла из таких аппаратов достаточно трудно.

При использовании затопленных испарителей или циркуляционных ресиверов (питающих отделителей жидкости) применяют два способа возврата масла: нерегулируемый (самодействующий) способ, когда возврат масла осуществляется благодаря его удалению в виде пены или мелких капель вместе с паром, всасываемым из испарителя; регулируемый (принудительный), когда производится отбор части масляно-фреоновой смеси из испарителя. Нерегулируемый способ возврата масла применяют в малых установках [2]. На рис. 3.10 [2] представлена схема регулируемого отбора раствора при



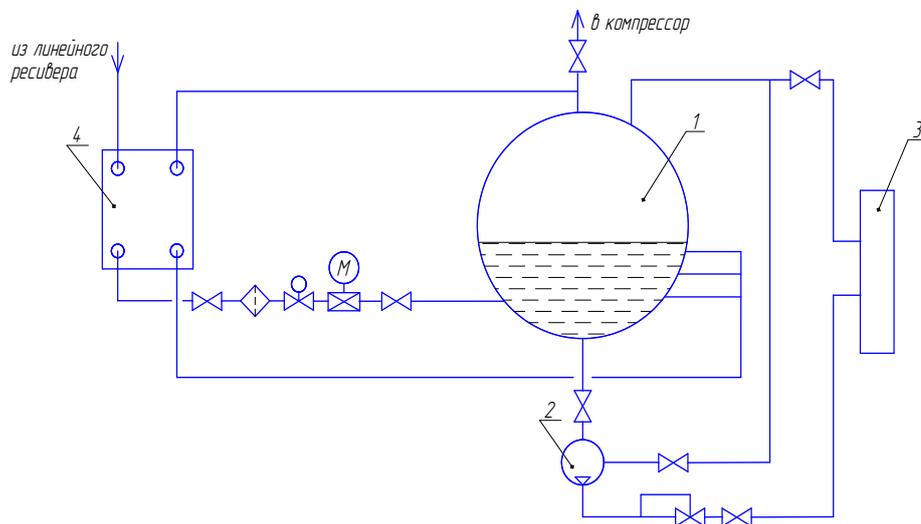


Рисунок 3.11 Схема возврата масла в насосно-циркуляционных системах:  
 1 - циркуляционный ресивер, 2 - циркуляционный насос, 3 - испаритель,  
 4 - пластинчатый теплообменник

При прокладке вертикальных трубопроводов длиной свыше 3 м, будь то случай, когда всасывающие и нагнетательные трубопроводы идут к расположенному выше компрессора конденсатору или испарителю или если воздухоохладитель расположен значительно ниже компрессора, необходимо монтировать маслоподъемные петли. Высота вертикальных участков свыше 30 м не рекомендуется, через каждые 4-7,5 м необходимо устанавливать маслоподъемные петли (рис. 3.12) [2, 23, 25].

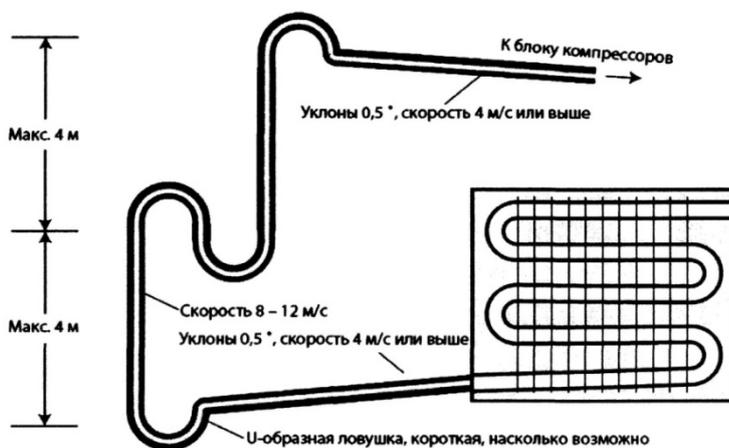


Рисунок 3.12 Уклоны и маслоподъемные петли  
 (во фрагменте называются ловушками)

Для их изготовления необходимо использовать заводские заготовки, калачи или гнуть трубу; в крайнем случае, можно использовать углы и отводы (рис. 3.13) [23, 25].

При параллельной работе нескольких компрессоров рекомендуется прокладывать трубопроводы, как показано на рис. 3.14, 3.15 [23, 25].



При использовании воздухоохладителей, параллельно присоединенных к общей паровой магистрали, необходимо предотвратить перетекание масла из одного в другой, для чего трубопровод от воздухоохладителя рекомендуется врезать в общую магистраль сверху (рис. 3.16); для удаления остаточной жидкости выполняются гидрозатворы [23, 25]. При расположении воздухоохладителей на разных уровнях подключение осуществляют, как показано на рис. 3.16. Если в пластинчатом испарителе возможно колебание нагрузок, то выполняется подключение с сифоном (рис. 3.17).

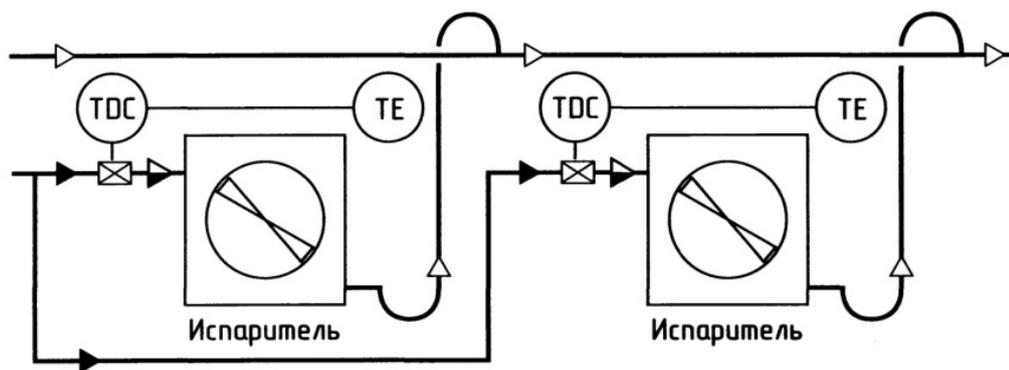


Рисунок 3.16 Схема возврата масла из воздухоохладителей

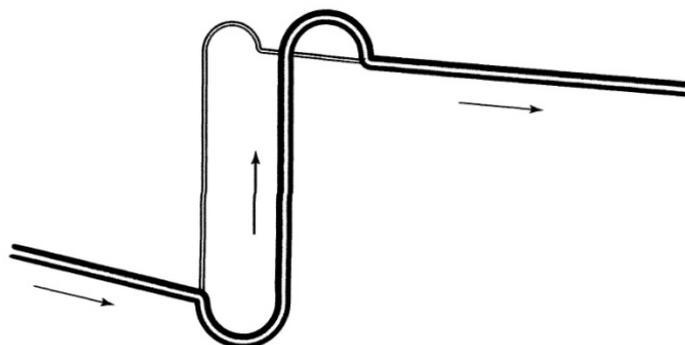


Рисунок 3.17 Трубопроводы различного сечения на выходе пара из пластинчатого испарителя

Вывод. Некоторые масла и фреоны несовместимы друг с другом, поэтому всегда следует использовать только масло, указанное в документации к оборудованию, либо в официально утвержденных таблицах замен штатного масла. В проектируемой холодильной установке предлагается использовать схему возврата масла с электронными регуляторами уровня и общим маслоотделителем со встроенным снизу маслосборником.

## 4 АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В современной технике под автоматизацией понимают комплекс технических мероприятий, частично или полностью исключаящих 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.

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.

### 4.1 Обоснование выбора схемы автоматизации

Данная холодильная установка имеет две температуры кипения хладагента:  $t_{01} = -15^{\circ}C$ ,  $t_{02} = -35^{\circ}C$  для систем косвенного охлаждения холодильных камер и  $t'_{02} = -35^{\circ}C$  для холодоснабжения скороморозильного аппарата при непосредственном кипении хладагента.

Для этой установки принимаем схему комплексной автоматизации, то есть, автоматизируем весь производственный процесс получения искусственного холода. Это позволяет уменьшить число обслуживающего персонала компрессорного цеха и снизить себестоимость выработки холода. Приборы автоматики на изученный режим настраиваются машинистом перед запуском холодильной установки.

### 4.2 Описание контролируемых параметров по элементам холодильной установки

#### 4.2.1 Компрессорно-испарительные агрегаты

В схеме холодильной установки на температуру кипения  $t_{01} = -15^{\circ}C$  установлен компрессорно-испарительный агрегат F3102N/2×HSK8551-110RB, на температуру кипения  $t_{02} = -35^{\circ}C$  установлен компрессорно-испарительный агрегат F1602N/2×HSN5343-20RWB. В состав каждого агрегата входят:

- два полугерметичных винтовых компрессора производства Bitzer с запорными вентилями, датчиком температуры нагнетания (на каждый компрессор), регулятором производительности, реле высокого и низкого давления, манометрами;
- пластинчатый теплообменник – испаритель с запорными, соленоидным и терморегулирующим вентилями;

-магистраль возврата масла в составе: маслоотделитель с термостатом, электронагревателем, воздушный маслоохладитель для каждого компрессора, вентили автоматической системы регулирования температуры масла, датчик расхода масла, соленоидный вентиль;

-ресивер с обратным клапаном на входе, а также указателями нижнего и верхнего уровней, жидкостная магистраль с запорным, соленоидным и терморегулирующим вентилями;

-теплообменник-экономайзер каждого компрессора (для агрегатов, работающих на  $t_{02} = -35^{\circ}C$ ), пластинчатый медно-паянный, с терморегулирующим вентилем и электромагнитным клапаном;

- датчик температуры для защиты испарителя от замерзания

Аварийная защита и отключение компрессора:

- при чрезмерном повышении давления нагнетания;

- при чрезмерном понижении давления всасывания;

- при превышении допустимых температур нагнетания.

Регулирование производительности компрессоров осуществляется по датчикам температуры хладоносителя.

При работе компрессоров контролируются следующие параметры:

- давление хладагента на всасывании в компрессор;

- давление хладагента на нагнетании;

- температура и расход масла в системе смазки компрессора.

При использовании пластинчатого испарителя для охлаждения хладоносителя необходимо учитывать возможность замерзания хладоносителя. Во избежание этого устанавливается автоматическая защита испарителя, предусматривающая контроль:

- протока хладоносителя на выходе из испарителя;

- предельно низкой температуры хладоносителя.

При достижении предельно допустимых значений, хотя бы одного из выше перечисленных параметров, должна включаться система аварийной остановки компрессора.

#### 4.2.2 Холодильная центральная двухкомпрессорная станция

Для холодоснабжения скороморозильного аппарата на температуру кипения  $t_{02} = -35^{\circ}C$  установлена холодильная централь FCM1-2×HSN 7461-70 для обеспечения непосредственного кипения хладагента, в состав которой входят:

-два полугерметичных винтовых компрессора производства Bitzer с запорными вентилями, датчиком температуры нагнетания (на каждый компрессор), регулятором производительности, реле высокого и низкого давления, манометрами;

-магистраль возврата масла в составе: маслоотделитель с термостатом, электронагревателями, воздушный маслоохладитель для каждого компрессора, вентили

ли автоматической системы регулирования температуры масла, датчик расхода масла, соленоидный вентиль;

-два отделителя жидкости для защиты компрессоров от влажного хода;

-ресивер с обратным клапаном на входе, а также указателями нижнего и верхнего уровней, жидкостная магистраль с запорным, соленоидным и терморегулирующим вентилями;

-теплообменник-экономайзер каждого компрессора, пластинчатый медно-паянный, с терморегулирующим вентилем и электромагнитным клапаном;

Аварийная защита и отключение компрессора:

- при чрезмерном повышении давления нагнетания;

- при чрезмерном понижении давления всасывания;

- при превышении допустимых температур нагнетания;

Регулирование производительности компрессоров осуществляется по давлению в отделителе жидкости.

При работе компрессоров контролируются следующие параметры:

- давление хладагента на всасывании в компрессор;

- давление хладагента на нагнетании;

- температура и расход масла в системе смазки компрессора.

### 4.2.3 Конденсаторы

Для воздушных конденсаторов предусмотрено регулирование давления конденсации за счет изменения скорости вращения вентиляторов.

### 4.2.4 Насос хладоносителя

Насосы для хладоносителя имеют защиту от срыва потока, которую осуществляет реле давления, установленное на нагнетательном трубопроводе (аварийная сигнализация).

## 4.3 Описание схемы автоматизации

Термостат (позиции 8, 43) предназначен для подогрева масла в маслоотделителе, если его температура меньше 20 °С .

Реле уровня РОС-501 (позиции 9, 44) контролирует уровень масла в маслоотделителе – сигнал защиты при низком уровне масла.

Для более быстрого подогрева масла и снижения давления при работе на холодном масле необходима установка обводной линии подачи масла в компрессор (байпас маслоохладителя), которая включается и выключается по сигналу от термостата КР77 (позиции 8, 43).

										Лист
										58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Температура охлаждаемого масла регулируется за счет скорости вращения вентиляторов маслоохладителя, сигнал на которые подается от реле температуры КР77 (позиции 11, 46).

Реле низкого давления КР1 (позиции 1, 15, 51) контролирует давление всасывания, сигнал защиты при понижении давления всасывания ниже допустимого значения.

Датчик-реле протока FQS-U30G (позиции 14, 50) контролирует расход масла через компрессоры – сигнал защиты при пониженном расходе масла.

Реле высокого давления КР5 (позиции 13, 49) контролирует давление нагнетания, сигнал защиты при чрезмерном повышении давления нагнетания.

Температура конденсации регулируется за счет скорости вращения вентиляторов конденсатора, сигнал на которые подается от датчиков давления КР5 (позиции 22, 57).

Реле уровня РОС-501 (позиции 23, 24, 58, 59) контролируют уровень заполнения жидким хладагентом линейного ресивера, предупредительные сигналы при достижении верхнего или нижнего уровней.

ТРВ TUB 6 (позиции 29, 65) регулируют заполнение испарителя жидким хладагентом.

Реле давления КР1 (позиция 27) регулирует давление хладоносителя от испарителя до приборов охлаждения, управляющий сигнал на пуск остановку или плавное регулирование компрессора при изменении температуры.

Реле низкого давления КР1 контролирует давление нагнетания насоса хладоносителя (позиции 31), сигнал защиты при понижении давлений нагнетаний.

#### 4.4 Перечень приборов контроля

Места установок приборов контроля, марки приборов, их характеристики и уровни установки сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1- Перечень приборов контроля

Поз.	Место установки	Наименование прибора	Характеристика	Уровень прибора или уровень установки
1	2	3	4	5
1	Пластинчатый испаритель	Реле низкого давления КР1	-0,02÷ 0,5 МПа	0,13 МПа
10, 45	Маслоотделитель	Манометр ДМ 05160	0÷3 МПа	-
8, 43	Маслоотделитель	Реле температуры КР77	20÷60 °С	30 °С
9, 44	Маслоотделитель	Реле уровня РОС-501	-	-

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5
60-61	Экономайзер	Терморегулирующий вентиль TES 5-6.0	-40 ÷ 10 °С	-
13, 49	На нагнетании компрессора	Реле высокого давления КР5	0,8÷3,2 МПа	2 МПа
17, 53	На нагнетании компрессора	Датчик давления РТЗ-30U	0÷3 МПа	-
15, 51	Всасывающий трубопровод компрессора	Реле низкого давления КР1	-0,02÷0,75 МПа	0,1 МПа
16, 52	Всасывающий трубопровод компрессора	Датчик давления РТЗ-30U	0÷3 МПа	-
14, 50	Система возврата масла	Реле протока FQS-U30G	-	-
11, 46	Система возврата масла	Реле температуры КР77	20÷60 °С	-
37	Отделитель жидкости	Реле низкого давления КР1	-0,02÷0,75 МПа	0,1 МПа
22, 57	Конденсатор	Реле высокого давления КР5	0,8÷3,2 МПа	2 МПа
23, 24, 58, 59	Линейный ресивер	РОС-501	-	Верхний 80%
				нижний 20%
25, 60	Линейный ресивер	Датчик давления РТЗ-30U	0÷3 МПа	-
29	Испаритель	ТРВ TUV 6	-40 ÷ 10 °С	-15°С,
26	Трубопровод хладонотителя	Реле температуры КР63	-50 ÷ 10°С	-10°С
27	Трубопровод хладонотителя	Реле протока FQS-U30G	-	-
32	Нагнетательный трубопровод насоса	Датчик давления РТЗ-30U	0÷3 МПа	-
31	Нагнетательный трубопровод насоса	Реле низкого давления КР1	-0,02÷ 0,5 МПа	0,17 МПа
33, 63	В камере	Реле температуры КР63	-50÷-10 °С	0°С -28 °С
35 63	В камере	Контролер температуры ЕКС101	-60÷50 °С	0°С -28 °С
48, 69	На нагнетании компрессора	Реле температуры КР79	50÷100°С	90 °С

Спецификация приборов и электроаппаратуры представлена в таблице 4.2.

Таблица 4.2- Спецификация приборов и электроаппаратуры

Обозначение	Наименование	Кол-во	Примеч.
SP1,5	Датчик-реле давления КР1	2	
SK1,2,6,7	Датчик-реле температуры КР77	4	
SL 1,2,3,4,5,6	Реле уровня РОС 501	6	
SP 2,3,4,6,7,8,9	Датчик-реле давления КР5	7	
Pi 1,2,3,4,5,6,7,8,9	Датчик давления РТЗ-30U	9	
SN 1,2,3	Датчик-реле протока FQS-U30G	3	
TP 1,2	TPB TUB 6	2	
SK 3,4,8	Датчик-реле температуры КР63	3	
SK 5,9	Контролер температуры ЕКС 101	2	
SK 10,11	Датчик-реле температуры КР79	2	



Продолжение таблицы 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	Конденсатор GVV 090.2B/3N	1	3	МК165-6DK. 18L	3,53	0,79	0,75	890	4,2
7	Воздухоохладитель IADHN 051C/17	9	1	МК106-4DK. 14L	0,5	0,77	0,78	1450	4,7
8	Воздухоохладитель IADHN 051C/210	20	2	МК106-4DK. 14L	0,5	0,74	0,76	1450	4,7
9	Гидромодуль НРТ-В-300-6/24	1	2	АИР71А2	0,75	0,74	0,83	2900	6,1
10	Гидромодуль НРТ-Ф-750-30/72	1	2	АИР80А2	1,5	0,79	0,84	2900	7,0

Электрооборудование подключаем по радиальной схеме (питание подается в одну точку цеха на распределительный щит, от которого питаются отдельные потребители) [9].

Из плана компрессорного цеха определяем длины кабелей, с помощью которого различное электрооборудование подсоединяется к распределительному щиту, и заносим их в таблицу 5.2.

Для расчета кабелей и проводов, питающих отдельные агрегаты холодильной установки, расчетный ток определяем по формуле [9] и заносим в таблицу 5.2.

$$I_p = I_n = \frac{P_n \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot U_n \cdot \eta_n \cdot \cos \varphi_n}, \quad (5.1)$$

где  $P_n$  - номинальная мощность двигателя [9];

$\eta_n$  - КПД;

$\cos \varphi_n$  - коэффициент мощности двигателя.

$U_n$  - напряжение сети, В.

Таблица 5.2 - Результаты расчетов и выбор кабелей

Наименование оборудования	Длина кабеля L	Мощность, кВт	$I_p$	Выбираемый кабель	Допустимый ток
1	2	3	4	5	6
Компрессорно-испарительный агрегат F1602N/2×HSN5343-20RWB	21,5	44	41,73	АВББШВ(3х25)	70

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3	4	5	6
Компрессорно-испарительный агрегат F3102N/2×HSK8551-110RB	17,5	162	150,26	АВББШВ(3х95)	165
Компрессорно-ресиверный агрегат FCM1-2×HSN7461-70	14,5	100	91,74	АВББШВ(3х70)	135
Конденсатор GVH 100.2A/2×2N	11,5	13,1	8,27	АВББШВ(3х10)	42
Конденсатор GVH 050.1A/2×2N	18,5	2,88	1,85	АВББШВ(3х10)	42
Конденсатор GVV 090.2B/3N	21,5	10,6	9,05	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	22,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	28,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	34,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	34,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	40,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	46,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	46,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	52,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	58,5	0,5	1,26	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	46,5	1,0	1,36	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	52,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	58,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	64,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/310	70,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	58,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	64,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	70,5	1,0	1,35	АВББШВ(3х10)	42

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3	4	5	6
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	76,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	82,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	70,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	76,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	82,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	88,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	94,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	82,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	88,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	94,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	100,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	106,5	1,0	1,35	АВББШВ(3x10)	42
Гидро модуль НРТ В 300 6/24	13,5	1,5	1,86	АВББШВ(3x10)	42
Гидро модуль НРТ F 750 30/72	11	3	3,43	АВББШВ(3x10)	42

Расчетные мощности силовых приемников электроэнергии  $P_p$ ,  $Q_p$ ,  $S_p$ , кВт, рассчитываются по формулам [9]:

$$P_p = K_c \cdot \sum P_y \quad (5.2)$$

$$Q_p = P_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_p \quad (5.3)$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad (5.4)$$

где  $P_p$  – активная расчетная мощность, кВт;

$Q_p$  – реактивная расчетная мощность, кВт;

$S_p$  – полная расчетная мощность, кВт;

$K_c$  – коэффициент спроса;

$P_y$  – установленная активная мощность электроприемника, кВт;

$\operatorname{tg} \varphi$  – расчетный коэффициент мощности.

Коэффициент спроса  $K_c$  определяем по формуле [9]:

$$K_c = \frac{K_0 \cdot K_3}{\eta_{об} \cdot \eta_c} \quad (5.5)$$

где  $K_0$  – коэффициент одновременности,  $K_0$  колеблется в пределах 0,5-1;  
 $K_3$  – коэффициент загрузки,  $K_3=0,7-0,8$ ; [9]  
 $\eta_c$  – КПД сети,  $\eta_c=0,92-0,7$ ; [9]

Расчетный коэффициент мощности,  $tg\varphi_p$ , определяется следующим образом:  
 сначала определяется расчетный средневзвешенный  $\cos\varphi_p$  по формуле [9]:

$$\cos\varphi_p = \frac{\sum P_i \cdot \cos\varphi_i}{\sum P_i}, \quad (5.6)$$

затем по его величине определяется  $tg\varphi_p$ . Данные для расчета формулы (5.6)  
 принимаем из табл.5.1.  $\cos\varphi_p = 0,88729 \rightarrow tg\varphi_p = 0,519796$ .

Результаты определения расчетных мощностей сводим в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 – Результаты спроса расчетных мощностей

Группы приемников электроэнергии	Количество	Устан. мощн., кВт	Расчетная мощность		Расчет мощности		
			$K_c$	$\cos\varphi$	$P_p$ , кВт	$Q_p$ , кВАр	$S_p$ , кВА
Компрессорно-испарительный агрегат F1602N/2×HSN5363-30RB	1	64	0,74	0,887	32,56	16,92	36,7
Компрессорно-испарительный агрегат F2202N/2×HSK6461-60RB	1	130	0,73	0,887	118,26	61,48	133,28
Компрессорно-ресиверный агрегат FCM1-2×HSN7471-75	1	170	0,72	0,887	72,0	37,42	81,14
Конденсатор GVV 065.1C/2×2N	1	7,56	0,73	0,887	9,56	4,96	10,76
Конденсатор GVV 080.3B/2×2N	1	6,8	0,71	0,887	2,04	1,08	2,32
Конденсатор GVV 080.3B/3N	1	5,1	0,71	0,887	7,53	3,9	8,49
Воздухоохладитель IADHN 066C/110	9	0,76	0,61	0,887	2,79	1,44	3,15
Воздухоохладитель IADHN 046C/310	20	1,08	0,64	0,887	12,8	6,8	14,4
Гидромодуль НРТ С 300 10/45	1	1,5	0,76	0,887	1,14	0,6	1,28
Гидромодуль НРТ F 750 30/72	1	3	0,71	0,887	2,14	1,12	2,42
Итого:					260,82	135,72	293,94

Проверку сечения кабеля по потере напряжения производим по формуле [9]:

$$\Delta U = \frac{S_p \cdot l}{U^2 \cdot s} \cdot \rho \cdot 10^5, \quad (5.7)$$

где  $S_p$  – расчетная мощность (полная), кВт;

$l$  – длина линии, м;

$U$  – напряжение сети, В;

$s$  – сечение провода, мм<sup>2</sup>

$\rho$  – удельное сопротивление материала ( $\rho = 0,0345$  Ом·мм<sup>2</sup>/м).

Для компрессорно-испарительного агрегата F1602N/2×HSN5343-20RWB

$$\Delta U = \frac{36,7 \cdot 21,5}{380^2 \cdot 35} \cdot 0,0345 \cdot 10^5 = 0,54 ;$$

Значения потерь напряжения сносим в таблицу 5.4

Таблица 5.4 – Значения потерь напряжения

Группы приемников электроэнергии	Длина, L	Потеря напряжения, $\Delta U$
Компрессорно-испарительный агрегат F1602N/2×HSN5343-20RWB	21,5	0,54
Компрессорно-испарительный агрегат F3102N/2×HSK85511-110RB	17,5	0,80
Компрессорно-ресиверный агрегат FCM1-2×HSN7461-70	14,5	0,40
Конденсатор GVV 100.2A/2×2N	11,5	0,30
Конденсатор GVV 050.1A/2×2N	18,5	0,10
Конденсатор GVV 090.2B/3N	21,5	0,44
Воздухоохладитель IADHN 051C/17	58,5	0,05
Воздухоохладитель IADHN 051C/210	106,5	0,18
Гидромодуль НРТ С 300 10/45	13,5	0,04
Гидромодуль НРТ F 750 30/72	11	0,06
Итого:		2,91

В соответствии с ПУЭ [10] для силовых сетей напряжением до 500-660 В допускают потери напряжения не более 5% от номинального напряжения электродвигателей.

Расчетный ток питающей линии  $I_p$ , А, рассчитывается по формуле [9]:

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

$$I_p^* = \frac{293,94 \cdot 1000}{\sqrt{3} \cdot 380} = 446,6$$

Принимаем к прокладке два кабеля с сечением жил 120 мм<sup>2</sup> типа АВББШВ с суммарным током 480 А согласно данным [9].

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

Номинальный ток шкафа принимаем по формуле [9]:

$$I_{ш.н.} \geq I_p^* \quad (5.9)$$

Принимаем два распределительных шкафа ЯРП11-341-32У3, номинальный ток которого 250 А согласно данным [9].

Защитно-коммутационную аппаратуру электродвигателей выбираем по паспортным данным этих двигателей.

Расчетный ток максимальной защиты двигателей  $I_{уст.м}$ , А, рассчитывается по формуле [9]:

$$I_{уст.м} = 1,3 \cdot I_n, \quad (5.10)$$

где  $I_n$  – пусковой ток двигателя, А.

Расчетный ток тепловой защиты двигателей  $I_{уст.т}$ , А, рассчитывается по формуле [9]:

$$I_{уст.т} = 1,25 \cdot I_n, \quad (5.11)$$

где  $I_n$  – номинальный ток двигателя, А.

Результаты выбора аппаратов и расчета токов расцепителей автоматов сведены в таблицу 5.5.

Таблица 5.5 – Расчет токов и выбор аппаратов

Мощность двигателя, кВт	Ток двигателя		Пускатель			Автомат				
	И <sub>н</sub> , А	И <sub>п</sub> , А	Тип	И <sub>н</sub> , А	У <sub>н</sub> , В	Тип	У <sub>н</sub> , В	Токи, А		
								И <sub>п</sub>	И <sub>уст.м</sub>	И <sub>уст.т</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
49,2	41,73	83,46	ПМА	160	660	А3720	380	200	108,5	52,16
101,4	150,26	405,7	ПТУ	250	660	А3730	380	400	527,41	187,83
85,6	91,74	220,18	ПТУ	250	660	А3730	380	400	286,23	114,68
7,56	8,27	36,39	ПМА	40	660	АП50	500	50	47,31	10,34
6,8	1,85	7,77	ПМА	40	660	АП50	500	50	10,1	2,31
5,1	9,05	38,01	ПМА	10	660	АП50	500	50	49,41	11,31
0,76	1,26	5,92	ПМА	10	660	АП50	500	50	7,7	1,58
1,08	1,35	6,35	ПМА	10	660	АП50	500	50	8,26	1,69
1,5	1,86	11,35	ПМА	10	660	АП50	500	50	14,76	2,33
3	3,43	24,01	ПМА	10	660	АП50	500	50	31,21	4,29

В связи с тем, что в схеме электроснабжения предусмотрен автоматический ввод резерва (АВР), принимаем к установке на вводах щита станций управления автоматы типа Э10, а в качестве секционного – Э6 согласно [10].

Контрольный учет электроэнергии, потребляемой холодильником, осуществляется на трансформаторной подстанции предприятия. Экономия электроэнергии достигается организацией оптимальных процессов и режимов работы электрифицированных агрегатов. Способствуют снижению расхода электроэнергии такие мероприятия: повышение коэффициента загрузки двигателей; уменьшение механических потерь в механизмах и механических передачах; отключение автоматическими выключателями агрегатов на холостом ходе; широкое внедрение автоматизации и т.д. С целью экономии электроэнергии, расходуемой на электрическое освещение, следует своевременно включать и выключать светильники, обеспечивать нормальный уход за ними, шире применять местное освещение, а также полностью использовать возможности естественного освещения [10].

С целью снижения электротравматизма по технике безопасности предусматриваются следующие мероприятия [10]:

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

Необходимо также надежное ограждение электроприемников, к которым возможно прикосновение или приближение на недопустимые расстояния

## 6 БЕЗОПАСНОСТЬ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ

### 6.1 Условия труда. Идентификация вредностей и опасностей

Для строительства заготовительного холодильника был взят типовой проект одноэтажного здания, состоящего из компрессорного цеха, служебного помещения и охлаждаемых помещений. В качестве ограждающих конструкций используются стеновые и кровельные сэндвич-панели. Характеристика производственного здания приведены в таблице 6.1, где согласно ПУЭ «Правила устройства электроустановок» [10] установлены классы помещений по опасности поражения электрическим током и характеру окружающей среды, а по СП 2.2.1.1312–03 «Санитарно-эпидемиологические правила» [11] принята площадь и объем помещений приходящегося на одного рабочего.

Таблица 6.1 - Характеристика помещений проектируемого цеха, отделения

Цех, отделение	Тип здания и этажность	Строительные размеры, м	Площадь и объем производственного помещения на одного работника				Периодичность уборки производственного помещения
			м <sup>2</sup>		м <sup>3</sup>		
			норма	факт	норма	факт	
Компрессорный	Каркасное здание, одноэтажное	длина – 12 м ширина – 9 м высота – 6 м	4,5	27	25	162	Один раз в сутки

Проанализировав данные таблицы 6.1, можно сделать вывод, что фактическая площадь и объем производственного помещения на одного работающего превышает требования СанПиН 2.1.2.2564-09 [12], что обеспечивает безопасное и удобное обслуживание оборудования.

Компрессорный цех относится к 1б группе производственных процессов. Характеристика санитарно-бытовых помещений приведена в таблице 6.2

Таблица 6.2 - Номенклатура и оборудование санитарно-бытовых помещений

Цех, отделение	Количество работающих в максимальную смену		Группа производственного процесса	Санитарно-бытовые помещения			Санитарно-технические устройства		
				Наименование	Площадь, м <sup>2</sup>		Наименование	Количество	
	жен	муж			факт	норма		факт	норм
Компрессорный	1	3	1б	Гардероб	0,24	0,24	Душ	1	1
				Санузел	0,96	0,96	Умывальник	1	1
				Душевая	0,81	0,81	Напольная чаша	1	1

Город Павлодар относится ко 2 группе административного района по ресурсам светового климата.

Для оказания первой доврачебной помощи предусмотрена аптечка. В машинном отделении предусмотрено искусственное освещение. Искусственное освещение в помещениях регламентируется нормативной документацией СП 52.13330.2011 [13]. Рациональное освещение и цветовая отделка производственных помещений рабочих мест снижает общее и зрительное утомление, а также способствует повышению производительности труда. Недостаток освещения рабочих мест может стать причиной несчастных случаев и может привести к заболеваниям. Характеристика освещения помещений приведена в таблице 6.3.

Таблица 6.3 - Освещенность производственных помещений

Цех, отделение	Разряд и подразряд зрительной работы	Искусственное освещение					Тип ламп и исполнение светильников
		Освещенность, лк		Коэффициенты			
		Комбинированное освещение		общее	Ослепленности	Пульсации, %	
		всего	в т.ч. общего				
Машинное отделение	IVв	400	200	200	40	20	ОДР-2×80

Для создания нормальных условий работы система отопления в компрессорном цехе предусматривает температуру воздуха 18°C при неработающем оборудовании. Компрессорный цех отапливается от котельной, которая находится на территории холодильника. В качестве теплоносителя выступает вода с температурой на входе в здание 95-105 °С. Отопительные приборы – гладкотрубные радиаторы.

Параметры метеорологических условий, сведены в таблицу 6.4 для средней категории тяжести труда IIа и отвечает требованиям СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [14].

Таблица 6.4 - Параметры метеорологических условий

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	IIа	19-21	21,1-23/17-18,9	18-22	16-24	60-40	15-75	0,2	0,4/0,2
Теплый	IIа	20-22	22,1-27/18-19,9	19-23	17-28	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» [14].

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	Павлодар	-38	-7,6	220	Водяная	$0,44 \cdot 10^8$	95÷105

Ориентировочный расход теплоты на отопление по укрупненным показателям.

Часовой расчетный расход теплоты  $Q_o$ , Вт определяют по формуле:

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

где  $J_t$  - поправочный коэффициент, принимаемый в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха при

$$t_n = -10 \text{ } ^\circ\text{C} - J_t = 1,2; \quad t_n = -30 \text{ } ^\circ\text{C} - J_t = 1;$$

$$t_n = -20 \text{ } ^\circ\text{C} - J_t = 1,1; \quad t_n \leq -40 \text{ } ^\circ\text{C} - J_t = 0,9;$$

$V_n$  - отапливаемый объем здания, м<sup>3</sup>;

$q_o$  - удельная тепловая отопительная характеристика, Вт/(м<sup>3</sup> К);

$t_b$  - расчетная внутренняя температура отапливаемого помещения, °С;

$t_{но}$  - расчетная зимняя температура наружного воздуха для отопления, (для г. Павлодара  $t_b = -38 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

$$Q_o = 1 \cdot 648 \cdot 0,5 \cdot (18 + 38) = 18144$$

Средний часовой расход теплоты  $Q_o^{cp}$ , Вт на отопление:

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

где  $t_{срo}$  - средняя температура отопительного периода,

(для г. Павлодара  $t_{срo} = -7,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

$$Q_o^{cp} = 18144 \cdot (18 + 7,6) / (18 + 38) = 8294,4$$

Годовой расход теплоты на отопление  $Q_o^r$ , Вт рассчитываем по формуле

$$Q_o^r = Q_o^{cp} \cdot n_o \cdot T_o, \quad (6.3)$$

где  $n_o$  – число дней отопительного периода, (для г. Павлодара 220);  
 $T_o$  – время работы системы отопления в сутки, часов  
(при круглосуточной работе  $T_o = 24$  часа).

$$Q_o^r = 8294,4 \cdot 220 \cdot 24 = 0,44 \cdot 10^8$$

Выбор систем вентиляции выполнен согласно СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», [14]. 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	R404A	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 аварийной ситуации и поддержания концентрации фреона при нормальной работе:

— в компрессорном цехе должны быть предусмотрены 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:

– приточная – не менее 3 объемов в час;

– вытяжная – не менее 4 объемов в час;

– аварийная – не менее 4 объемов в час.

Общие эргономические требования приведены в таблице 6.7

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	Па Пб	Сидя	до 1,5м	–	750	–	980	–	150
			Стоя	–	–	–	–	980	–	150

## 6.2 Потенциальные опасности и вредности проектируемого объекта

С целью разработки мероприятий по созданию безопасных условий труда проводится идентификация вредностей и опасностей холодильной установки. Схема фреоновой холодильной установки, обеспечивающая технологический процесс получения искусственного холода на заготовительном холодильнике представлена на рисунке 6.1. В проектируемой холодильной установке в качестве холодильного агента используется хладон R404a, который является негорючим и невзрывоопасным. Хладон R404a – бесцветный газ, представляет собой квазиазеотропную смесь R125/R143a/R134a с соотношением массовых долей компонентов 44/52/4. По степени воздействия на организм относится к веществам 4-го класса опасности. При соприкосновении хладона R404a с пламенем и горячими поверхностями разлагается с образованием высокотоксичных продуктов. Результаты выявления в процессе экспертизы вредных производственных факторов и анализ средств индивидуальной защиты приводятся в таблицах 6.8 – 6.10.

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

Цех, отделение, процесс выделения	Вещество	Источники выделения	ПДК в рабочей зоне, мг/м <sup>3</sup>	Класс опасности, агрегатное состояние	Токсическое действие	Средства защиты (тип, марка)	Приборы контроля
Компрессорный	R404A	Маслоотделитель, техн. обор.	3000	4, газ.	Удушение, слезотечение, жжение, тошнота	Противогаз	Газоанализатор

Вл, Т, Г, Ш, Вб, То

Пв, Пож, Эт, Мр

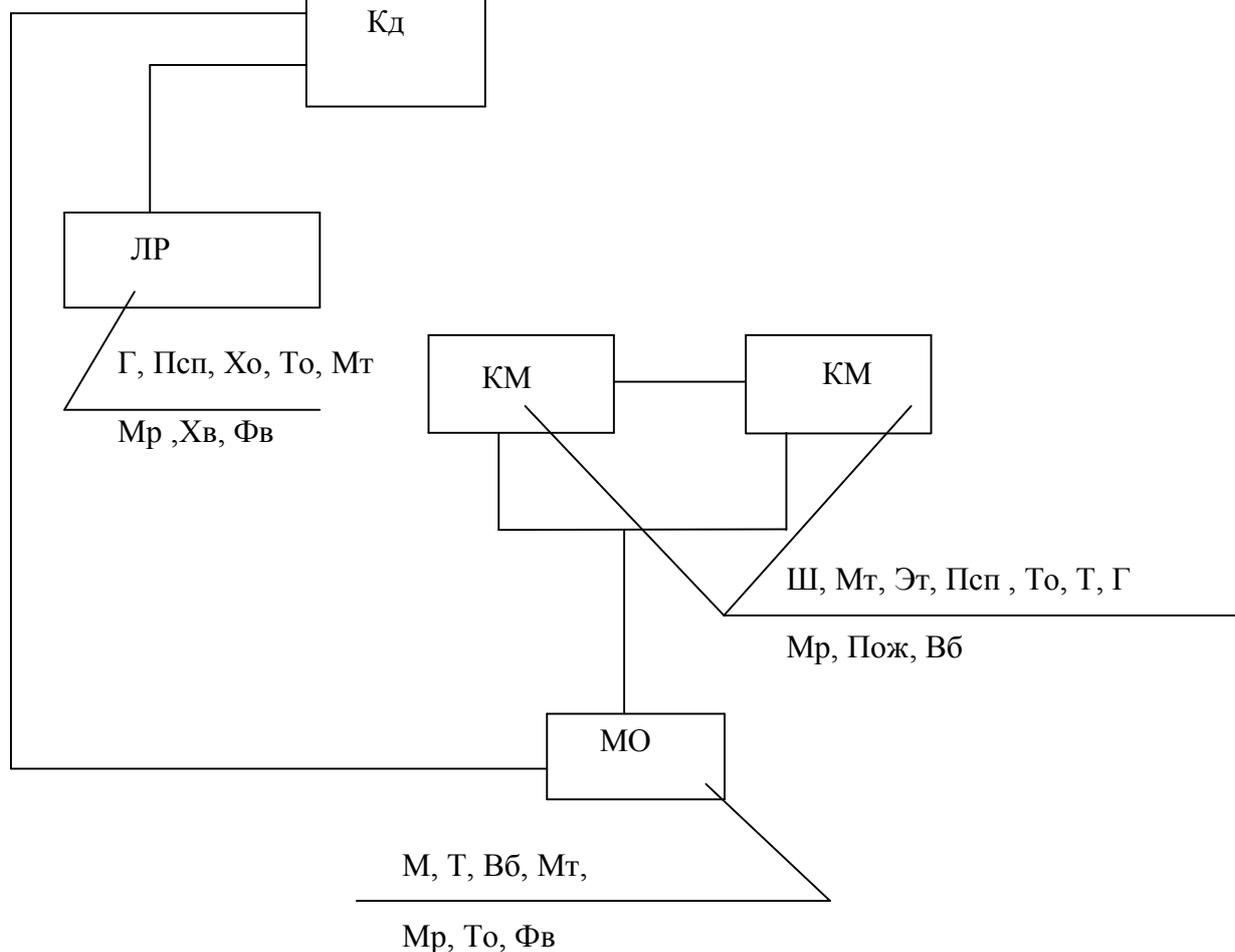


Рисунок 6.1 - Схема холодильной установки

Условные обозначения:

Вредности

Локальные травмирующие факторы

Опасности

Вл- влаговыделения;

Эт-электротравмы;

Мр-механические  
разрушения;

Т- тепловыделения;

Хо-химические ожоги;

Фв-физический  
взрыв;

Г-газовыделения;

Пв- падение с высоты;

Сэ- статическое  
электричество;

М-масловыделения;

Мт-механические травмы;

Хв- химический  
взрыв;

Ш-шум;

Оо-острые отравления;

Пож-пожары;

Вб-вибрация;

Псп-падение на скользком полу;

То-термические ожоги;

Результаты идентификации опасностей аварий и инициаторов взрыва приведены в таблице 6.10 согласно ГОСТ 12.0.003-91 «Вредные и опасные производственные факторы» [19].

Таблица 6.9 – Вредные производственные факторы и средства защиты

Цех, отделение	Наименование	ПДУ, доза	Действие на организм человека	Индивидуальные средства защиты
Компрессорный цех	Ш	ПС-75	Увеличение кровяного давления, ослабление внимания	Противошумные наушники, вкладыши
	Вб	92 дБ при f=80 Гц	Раздражительность, потеря внимания, изменение в сердечно-сосудистой системе	Амортизаторы вибраций
	Г	3000 мг/м <sup>3</sup>	Удушение	Противогаз
	М	-	Раздражающие, отравляющие	Перчатки, противогаз
	Т	≤45 °С	Термический ожог	Перчатки, спец. одежда
	Вл	≤75%	Влияние кожных покровов	Рабочая одежда из водоотталкивающего материала, крема, мази, мех. адсорбенты

Таблица 6.10 - Опасные производственные факторы и средства защиты оборудования

Наименование оборудования	Опасности		Контрольно-измерительные приборы и предохранительные устройства	Средства и способы защиты
	Локальные	Опасные аварии и инициаторы взрыва		
Конденсатор	То, Пв, Мт, Эт	Фв, Пож	манометр, газоанализатор, термометр, мегоомметр	Пв –ограждения, Мр- наличие слабого звена в кинематической цепи, Эт – защитное заземление, Пож - автоматическая система пожаротушения, первичные средства пожаротушения
Насос для хладоносителя	Эт, Мт	Мр, Пож	манометр, реле разности давлений, противопожарная сигнализация	Мр - гидравлические испытания, Фв - предохранительный клапан. То - перчатки, Хо - противогаз.
Маслоотделитель	Хо, То, Мт,Т,Вб,М	Фв, Мр,	Манометр	Мр - гидравлические испытания, Хв - предохранительный клапан, средства пожаротушения. Хо - перчатки, противогаз КД.
Линейный ресивер	Псп, Мт, Хо,Г,То	Хв, Фв, Мр	Манометр, указатель уровня, противопожарная, сигнализация, газоанализатор	Фв – предохранительный клапан, Хо - противогаз КД, АСВ – аппарат сжатого воздуха; Псп – уборка помещения; Пож - АСПТ – автоматическая система пожаротушения, первичные средства пожаротушения, Эт – изолированный инструмент, резиновые перчатки, коврики, предупреждающий плакат.
Компрессорно-испарительный агрегат, компрессорно-ресиверный агрегат	Мт, Эт, То, Псп	Мр, Пож, Фв,	Обратные клапаны, манометры, термометры, защитное заземление, противопожарная сигнализация, указатели уровня	Пв – ограждения
Воздухоохладитель	Пв, Мт, Эт	Мр, Пож	Датчик температуры, манометр, противопожарная сигнализация	

Из таблицы 6.10 можно сделать вывод, что значительными опасностями локального характера являются Мт, Хо Эт. 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 1,6 мПа;
- на стороне нагнетания 2,0 мПа.

### 6.3 Безопасность эксплуатации холодильного оборудования и технологического процесса получения холода

С учетом категории помещения по взрывоопасности и класса пожара выбраны средства пожаротушения согласно НПБ 110-03 [20], которые приводятся в таблице 6.11.

Таблица 6.11 – Характеристика средств пожаротушения

Цех	Класс и подкласс пожара	Степень огнестойкости здания	Категория помещения по пожаровзрывоопасности	Первичные средства пожаротушения (огнетушители)		Автоматические средства пожаротушения	Меры и средства пожаротушения
				Тип	Кол.		
Компрессорный	Е	II (из негоряемых)	Д	ОПС-10	2	Спринклерная система пожаротушения	Испытание на прочность, внутренний осмотр

Разовый контроль концентрации фреона 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-07 «Правила устройства электроустановок» [10]. Курить разрешается в строго отведенных местах, огневые работы проводятся в дневное время (за исключением аварийных случаев).

Характеристика основного положения электрооборудования компрессорного цеха приведена в таблице 6.12 согласно ПУЭ-07 «Правила устройства электроустановок» [10].

Таблица 6.12 - Характеристика взрывозащиты оборудования и степени его защиты

Цех, отделение	Класс зоны помещения по взрывопожароопасности	Оборудование, светильники	Категория и группа взрывоопасной смеси	Уровень взрывозащиты	Вид взрывозащиты	Маркировка взрывозащиты	Степень защиты от внешних воздействий
1	2	3	4	5	6	7	8
Компрессорный цех	2	Светильники, анализаторы приборы, приборы КИП	ПА-Г1	–	–	–	IP-53
		Пристенные светильники	–	2	d	2Exd ПАТ1	IP-44
		Эл. двигатели вытяжной вентиляции и аварийной	–	1	d	1Exd ПАТ1	IP-44
		Эл. двиг КМ и насоса	–	1	i	2Exi ПАТ6	IP-44

Электробезопасность в производственных условиях обеспечивается соответствующей конструкцией электроустановок, техническими способами и средствами защиты, организационными и техническими мероприятиями. Обеспечение электробезопасности от случайного прикосновения к токоведущим частям достигается следующими техническими способами и средствами, используемыми отдельно или вместе друг с другом — защитные ограждения, 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  $\leq 4$  Ом, согласно ПУЭ [10] 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, и пересматриваться один раз в три года начальником цеха или мастером.

В случае прорыва хладагента в результате нарушения герметичности трубопроводов, а также компрессоров, обязательно предусматривается эвакуация обслуживающего персонала из данного помещения. Пути эвакуации должны быть короткими и беспрепятственными. Для этого помещение машинного отделения должно иметь один выход наружу. Общая длина пути не более 18 метров. Двери машинного отделения согласно СНиП 21-01-97 «Пожарная безопасность зданий и сооружений» [21] должны открываться в сторону выхода. Они не должны выходить непосредственно в производственные помещения или связанные с ними коридоры. Среди мер предотвращающих распространение пожара большое значение имеет применение огнепредупредительных предохранительных мер на технологических коммуникациях, а также в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха.

Для предотвращения возможности возникновения и распространения пламени в помещениях или технологических цехах применяются огнетушители. Возгорание в начальной стадии может быть потушено с помощью: огнетушителя, резервуара с водой, песком; багры, лома и т.д.

Для исключения поражения объекта от атмосферного электричества, предусматриваются молниезащита, требования к которой представлены в таблице 6.13.

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
Павлодар	40-60	В-Пб	Б	II	Стержневой

Для ликвидации возможного пожара на территории при  $S \leq 1,5$  га (1 пожар) предусмотрено наличие пожарных гидрантов с указанием места их расположения на здании.

Предусмотрена противопожарная сигнализация, совмещенная с отключением холодильной установки.

В случае возникновения пожара для его локализации организована добровольная пожарная дружина из числа работающих, прошедших инструктаж.

Снаружи холодильной камеры, в случае нахождения человека в камере, на них должно быть табло «Человек в камере», а внутри должна быть расположена кнопка вызова. В цехе должны быть предусмотрены противогазы на весь состав рабочих.

## 6.4 Расчет защитного заземления

Заземление оборудования является одним из основных мероприятий по защите от поражения электрическим током.

Защитным заземлением называется преднамеренное электрическое соединение с землёй или её эквивалентом металлических частей оборудования и конструкций, которые могут оказаться под напряжением. В помещении компрессорного цеха необходимо использовать замкнутый контур в качестве схемы защитного заземления. В качестве токоотводящих элементов применяется стальной уголок 5×5 длиной 2500 мм.

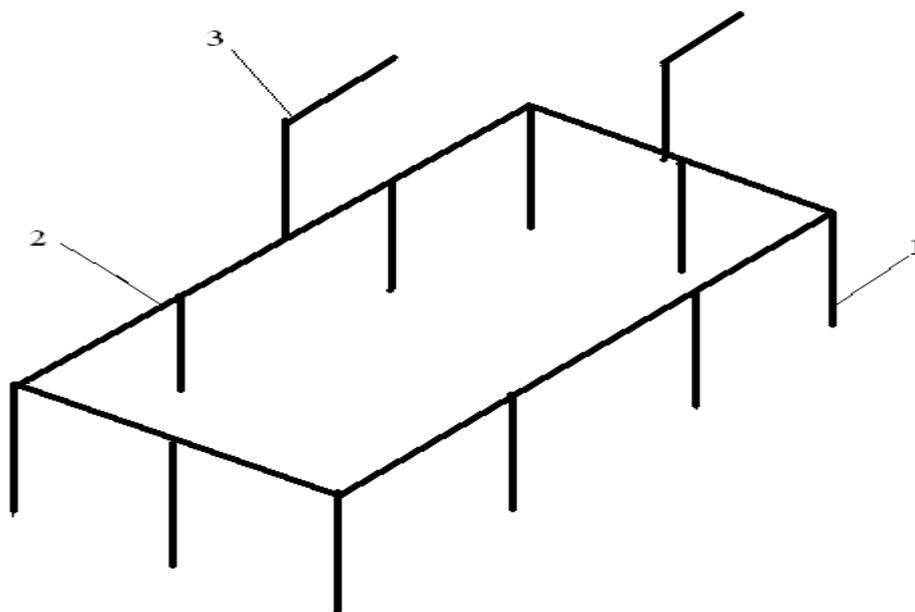


Рисунок 6.2 Схема защитного замкнутого контура:

1 - вертикальные электроды, 2 - соединительная полоса, 3 - заземляющий проводник

Расчёт замкнутого контура защитного заземления начинается с определения сопротивления растекания тока в землю с одного электрода  $R_{уз}$ , Ом·см, по формуле:

$$R_{уз} = 0,00318 \cdot \rho_{расч} \quad (6.4)$$

где:  $\rho_{расч}$  - расчётное сопротивление грунта, Ом.

$$R_{\text{уз}} = 0,00318 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 47,7$$

Расчётное сопротивление грунта  $\rho_{\text{расч}}$ , Ом·см определяется по формуле:

$$\rho_{\text{расч}} = \rho \cdot K \quad (6.5)$$

где:  $\rho$  – удельное сопротивление грунта протеканию электрического тока, Ом  
K - коэффициент сезонности.

$$\rho_{\text{расч}} = 1 \cdot 10^4 \cdot 1,5 = 1,5 \cdot 10^4$$

Расчётное значение глубины заложения электрода t, м определяется по формуле:

$$t = h + l/2 \quad (6.6)$$

где: h-глубина заложения полосы (0,5-0,8м),  
l-длина электрода (2,5м).

Сопротивление одиночного заземлителя  $R_3$ , Ом, определяется по формуле:

$$R_3 = \frac{R_{\text{уз}}}{\eta} \quad (6.7)$$

где:  $\eta$  – коэффициент использования заземлителя 0,5-0,7.

$$R_3 = \frac{47,7}{1,70} = 28$$

Количество заземлителей определяется по формуле:

$$n = \frac{R_3}{R_{\text{дон}}} \quad (6.8)$$

где:  $R_{\text{дон}}$  -наибольшее допустимое сопротивление заземления.

$$n = \frac{28}{4} = 7$$

принимаем 7 заземлителей.

Для соединения заземлителей применяют прутки круглого сечения диаметром  $d=0,025$ м. Длину полосы прутка L определяется по формуле.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					82







$$C = Ц \cdot n_i \cdot (1 + K_1 + K_2 + K_3), \text{ руб} \quad (7.3)$$

где Ц - оптовая цена единицы оборудования, руб.;

$n_i$  - 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,  $K_3=0,05$ .

$$C = 18265113 \cdot (1+0,05+0,05+0,05) = 21004880 \text{ руб.}$$

Капитальные вложения в холодильное оборудование,  $K_{об}$ , определяют как сумму вложений по отдельным видам оборудования [24]:

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

где C - стоимость приобретённого оборудования, руб.;

$K_{труб}$  - капитальные вложения в трубопроводы (15÷20% от стоимости оборудования), 3150732 руб.;

$K_{кип}$  - то же в КИП (20% от стоимости оборудования), 4200976 руб.;

$K_{пр}$  - то же в прочее неучтенное оборудование (5% от стоимости оборудования), 1050244 руб.

$$K_{об}=21004880 + 3150732 + 4200976 + 1050244 = 29406832 \text{ руб.}$$

Стоимость зданий производственного назначения рассчитывают исходя из себестоимости  $1\text{ м}^3$  по формуле [24]:

$$K_{зд} = F \cdot Ц, \text{ руб} \quad (7.5)$$

где F - площадь компрессорного цеха,  $\text{м}^2$ ;

Ц - стоимость  $1\text{ м}^3$  производственного здания, руб.

$$K_{зд} = 108 \cdot 35000 = 3780000 \text{ руб.}$$

Капитальные вложения в запасные материалы, инвентарь и запасные части принимаются равными 2-3% от стоимости оборудования, согласно [24]. Тогда капитальные вложения составляют:

Запасные материалы, инвентарь, запчасти по 420097,6 руб.

$$K_{тр} = 29406832 + 3780000 + 420097,6 \cdot 3 = 34447124,8 \text{ руб.}$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.		Дата						86

Удельные капитальные вложения определяют по формуле [24]:

$$K_{уд} = \frac{K_{мп}}{Q_{год}}, \text{руб./тыс. ст. ккал} \quad (7.6)$$

$$K_{уд} = 34447124,8 / 2937223,62 = 11,7 \text{ руб./тыс. ст. ккал.}$$

### 7.3 Расчет текущих годовых затрат

Расчет себестоимости холода проводится на уровне цеховой себестоимости по рекомендациям [24], т.к. холод, производимый в компрессорном цехе, не выступает в виде товарного (конечного) продукта предприятия, а расходуется в других технологических цехах предприятия.

Себестоимость выработки холода определяют по формуле [24]:

$$S = S_{м} + S_{э} + S_{зн} + S_{цех}^p, \text{руб./год} \quad (7.7)$$

где  $S_{м}$  - затраты на сырье, руб./год;

$S_{э}$  - затраты на электроэнергию, руб./год;

$S_{зн}$  - заработная плата производственных рабочих, руб./год;

$S_{цех}^p$  - цеховые расходы, связанные с обслуживанием компрессорного цеха, руб./год.

#### 7.3.1 Расчет затрат на сырье и материалы

Затраты на сырье и материалы определяются в зависимости от марки машины, норм расхода масла и стоимости материалов [24].

Годовую потребность в смазочном масле определяют по формуле [24]:

$$M = q_m \cdot T \cdot (1 - K_{мо}) \cdot \beta_r \quad (7.8)$$

где  $q_m$  - величина уноса масла из компрессора, кг/час, для винтовых компрессоров  $q_m=0,12$  кг/ч

$T$  - число часов работы компрессора в год;

$K_{мо}$  - коэффициент маслоотделения, показывающий, какая доля масла отделяется в маслоотделителях, подвергается регенерации и снова используется для смазки компрессоров (зависит от типа маслоотделителя  $K_{мо}=0,6$ ).

$\beta_r$  - коэффициент рабочего времени,  $\beta_r=0,85$

$$M = 0,12 \cdot 24 \cdot 365 \cdot (1-0,6) \cdot 0,85 = 2144,45$$

Годовую стоимость смазочного масла рассчитывают по формуле [24]:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.		Дата					87

$$C_m = \sum M \cdot Ц, \text{ руб / год} \quad (7.9)$$

где М - годовая потребность в смазочном масле, кг/год;  
Ц - стоимость 1 кг смазочного масла, руб.

$$C_m = 2144,45 \cdot 64 = 137244,8 \text{ руб./год.}$$

Для системы косвенного охлаждения определяем годовую стоимость хладоносителя (пропиленгликоль) по формуле [24]:

$$C_p = Ц \cdot F \cdot k, \quad (7.10)$$

где Ц – стоимость 1 кг пропиленгликоля, руб.;;  
F - площадь теплопередающей поверхности испарителя, м<sup>2</sup> ;  
k - расход пропиленгликоля на 1 м<sup>2</sup> охлаждающей поверхности испарителя (кг/м<sup>2</sup>) принимается при закрытой рассольной системе – 60 кг.

Площадь теплопередающей поверхности испарителя, работающего на температуру кипения хладагента -15°С, равна 14 м<sup>2</sup>. Площадь теплопередающей поверхности испарителя, работающего на температуру кипения хладагента -35°С, равна 3,5 м<sup>2</sup>.

$$C_p = 79,06 \cdot (14 + 3,5) \cdot 60 = 83013$$

Затраты на сырье определяют по формуле [24]:

$$S_c = C_m + C_p, \text{ руб / год} \quad (7.11)$$

$$S_c = 137244,8 + 83013 = 220257,8 \text{ руб./год}$$

### 7.3.2 Расчет затрат на электроэнергию

Расчет затрат на силовую электроэнергию для привода компрессоров, насосов и других токоприемников, ведется исходя из действующих тарифов [24].

Годовой расход электроэнергии рассчитывают по формуле [24]:

$$N_{год} = \frac{N_i}{\eta} \cdot (K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot T), \quad (7.12)$$

где N<sub>i</sub> - суммарная установленная мощность электродвигателей холодильных машин i-го типа, кВт;

K<sub>1</sub> - коэффициент загрузки электродвигателей по времени работы холодильной машины (0,6-0,7) [24];

K<sub>2</sub> - коэффициент загрузки электродвигателей по мощности холодильной машины (0,7-0,8) [24];

K<sub>3</sub> - коэффициент, учитывающий потери электроэнергии в сети (1,04-1,08);

T - время работы электродвигателей, час.



Таблица 7.4 - Калькуляция себестоимости электроэнергии

Наименование статей	Сумма на все количество, руб.	Сумма на 1 кВт, руб.
1. Потребляемая электроэнергия	8294798,2	4,27
2. Основная заработная плата	1437480	0,74
3. Социальный налог	158122,8	0,081
4. Цеховые расходы	143748	0,074
Итого: Цеховая себестоимость	10034149	5,165

### 7.3.3 Расчет годового фонда заработной платы производственных рабочих компрессорного цеха

Годовой фонд оплаты труда производственных рабочих компрессорного цеха рассчитывают по формуле (7.16). Штат компрессорного цеха приведен в таблице 7.5.

Таблица 7.5 - Месячный фонд оплаты труда по компрессорному цеху

Наименование должностей и категорий работников	Количество работников	Месячный оклад одного работника, руб.	Итого по каждой категории
Слесарь - ремонтник	2	22000	44000
Машинист	3	20000	60000
Всего:	5	-	104000

$$\Phi_{\text{год}} = 104000 \cdot 11 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1510080 \text{ руб.}$$

Согласно пункту 1 статьи 358 Налогового кодекса Республики Казахстан с фонда оплаты труда исчисляется Социальный налог в размере 11%.

Социальный налог за год составит 166108,8 руб.

### 7.3.4 Расчет цеховых расходов

По статье "Цеховые расходы" учитываются:

- годовой фонд оплаты труда цехового персонала;

Годовой фонд оплаты труда производственных рабочих цехового персонала рассчитывают по формуле (7.14). Штат цехового персонала приведен в таблице 7.6.

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
Начальник цеха	1	30000	30000
Сменный механик	2	22000	44000
Уборщица	1	10000	10000
Всего	4	-	84000

$$\Phi_{\text{год}} = 84000 \cdot 11 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1219680 \text{ руб.}$$



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной работы произведен расчет, выбор и размещение оборудования для централизованного холодоснабжения.

В целях повышения экономической эффективности работы холодильной установки подобрано современное оборудование, что позволило автоматизировать холодильную установку и создать благоприятные условия работы обслуживающего персонала.

Для отвода теплоты конденсации выбраны воздушные конденсаторы.

В охлаждаемых помещениях подобраны воздухоохладители, что обусловило более равномерное распределение температуры воздуха в камерах, высокое значение коэффициента теплоотдачи от продуктов к воздуху при их термической обработке и хранении.

В специальной части произведен анализ эффективности работы маслоотделителей различных конструкций и применения схем возврата смазочного масла в компрессорные агрегаты хладоновой холодильной установки.

Проект холодильной установки заготовительного холодильника ёмкостью 3000 т. в городе Павлодаре выполнен в соответствии с современными требованиями по проектированию производственных холодильников.

							<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			92

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Интернет сайт: <http://ru.wikipedia>. Павлоград и Павлоградская область. Республика Казахстан.
2. Курылев Е.С., и др. Холодильные установки / Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. – СПб.: Политехника, 2004. – 576 с.
3. Комарова Н.А. Холодильные установки. Основы проектирования: учебное пособие / Н.А. Комарова; КемТИПП. – 2-е изд., -Кемерово, 2012. – 368 с.
4. Богданов С.Н. и др. Свойства веществ. Справочник. СПбГАХИТ -С-Пб., 1999
5. СНиП 23-01-99 Строительная климатология. Введ. 01.01.2000г. Госстрой России.
6. <http://www.frigodesign.ru>
7. Каталог «Гидромодули НРТ Wesper», стр.288-291.
8. <http://www.guentner.de>
9. 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.
10. Правила устройства электроустановок.- Новосибирск: Изд-во унив. вуз, 2009.- 835с.
11. СП 2.2.1.1312–03 “Санитарно-эпидемиологические правила”
12. СанПиН 2.1.2.2564-09 “Санитарные правила и нормы”
13. СП 52.13330.2011 “ Естественное и искусственное освещение”
14. СНиП 41-01-2003 “Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха”
15. ГОСТ 12.0.004-90 “Межгосударственный стандарт. Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения”
16. ГОСТ 12.0.003-91 ”Вредные и опасные производственные факторы”
17. ГОСТ 23274-84 “Здания мобильные (инвентарные). Электроустановки. Общие технические условия”
18. ГОСТ 12.3.002-75 “Процессы производственные. Общие требования безопасности”
19. ГОСТ 12.03.003-91 ССБТ “Опасные и вредные производственные факторы. Классификация”
20. НПБ 110-03 “Перечень зданий, сооружений, помещений и оборудования, подлежащих защите автоматическими установками пожаротушения и автоматической пожарной сигнализацией”
21. СНиП 21-01-97 “Пожарная безопасность зданий и сооружений”
22. Иванов Ю.И., Михайлов Ю.П. Безопасность в производственных условиях: Учебное пособие. Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. Кемерово 2003.-39с.
23. Руководство по проектированию промышленных холодильных систем. Изд-во ООО «Данфосс».- 2007.-112с.
24. Кирюхина А.Н. Выполнение экономической части дипломного проекта. – Кемерово: КемТИПП, 2009. – 32 с.
25. Полевой А.А. Холодильные установки.- СПб.: ИД «Профессия». 2011.- 472 с.
26. [www.henrytech.co.uk](http://www.henrytech.co.uk) Каталог продукции компании HENRY TECHNOLOGIES, Великобритания.
27. [www.johnsoncontrols.ru](http://www.johnsoncontrols.ru) Каталог продукции.
28. <http://www.bitzer.de> Каталог продукции.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93