Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

Департамент кадровой политики и образования

ФГОУ СПО «Мелеузовский механико-технологический техникум»

Специальность 1711

# ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

Расчет холодильника при овощехранилище вместимостью 2000 т

Студент: Е.Г. Караськин

Руководитель проекта:М.Р. Мицукова

Консультант по экономической части: Т.В. Ишбаева

Нормоконтроль: В.В. Прокудин

## Мелеуз 2005

**ВВЕДЕНИЕ**

Искусственное охлаждение используется человеком для своих нужд с древних времен.

Без холодильной техники невозможно прокормить растущее население планеты, поэтому важно развитие и совершенствование, расширение функциональных возможностей. На предприятиях торговли и общего питания для бесперебойного снабжения населения продуктами необходимо хранить запасы пищевых продуктов, в том числе и скоропортящихся, требующего влажного режима хранения лучший способ хранения пищевых продуктов холодом подавляется жизнедеятельность микроорганизмов, замедляется биохимические процессы. Поэтому сохраняется первоначальное качество пищевых продуктов, их естественный вид, вкус, питательная ценность.

В процессе производства и увеличения объемов реализации пищевых продуктов немаловажная роль принадлежит холодильной технике, которая позволяет создавать запасы скоропортящихся пищевых продуктов в широком ассортименте.

- Увеличивать продолжительность хранения замороженных продуктов.

- Продавать пищевая продукты сезонного производства равномерно в течение года.

- Снижать товарные потери при хранении и транспортировке продовольственных товаров.

- Внедрять прогрессивные метода оказания услуг населению предприятиями торговли и общественного питания, обеспечивая высокий уровень обслуживания.

- Удовлетворять потребности населения в доброкачественных продуктах питания.

Первая в мире холодильная машина была сконструирована англичанином Дж. Перкинсом в 1819 году, качестве хладагента конечно был применен этиловый эфир. В 1871 году француз Ш. Гелье создал холодильную машину, работающую на метиловым эфире, и в 1872 году англичанин Бойль, изобрел холодильную машину, в которой в качестве рабочего тела был использован аммиак.

Широкое практическое применение холодильных машин началась в 80-е годы 19 столетия.

Холодильные машины применяют в пищевой, мясомолочной промышленности и в сельском хозяйстве. Для холодильной обработки и хранение пищевых продуктов (овощей и фруктов) в химической, нефтехимической промышленности и во многих других случаях.

В настоящее время преимущественно используют холодильные машины компрессорного типа. При наличии дешевых источников теплоты применяют теплоизолирующие машины.

Холодильные машины работают на хладагентах хлорфторуглеродах (R11. R12. R13. R115. R502 и другие), это создает проблему их замены переходными однокампанентными хладагентами (R22. R123. R124. R140b. R142b) и их смесями с низким потенциалом разрушения озонового слоя, применение которых в соответствии с международным соглашением (монреальский протокол 1987 года) возможно до 2030 года, а так же озонобезопасными однокомпанентными хладагентами (R23. R22. R120. R139a. R148a) и их смесями или природными веществами (R717. R744. R290. R600. R600a).

**1 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ**

Территория, на которой родился Санкт Петербург, издревна была дальней окраиной Новгородской Руси, а затем московского государства.

Известно, что в 18 веке эти места называли Ижорской землей. По одному из притоков нивы, небольшой извилистой реки Ижоря, протекающей ныне среди южных питерских пригородов.

Санкт – Петербург центр ленинградской области, город федерального значения, субъекта РФ город – Герой. Важнейший после Москвы экономически научный и культурный центр, крупный транспортный узел России, морской и речной порт. В административном отношении С-П разделен на 13 регионов, расположен на северо – западной европейской части России, большая часть города в пределах при Невской низменности, на реке Нева и прилегающем ее устью побережья Невской губы финского залива, Балтийского моря, а так же на многочисленных островах разветвленной Невской дельты.

Ныне в черте города 45 рек,40 искусственных каналов протяженностью 300 км. Климат С-П. морской с чертами континентального, частая смена воздушных масс много атмосферных фронтов. Зима умерено мягкая морозная средняя температура самых холодных месяцев января и февраля -7 -8 С.

Весна поздняя, лето теплое со сменой солнечных и дождливых дней. Средняя температура июля 17,8 0С. Осень затяжная, туманная.

В 1762г. учреждена комиссия о каменном строении Санкт-Петербурга и Москвы.

**2 ВЫБОР РАСЧЁТНЫХ ПАРАМЕТРОВ**

Расчетный режим холодильных установок характеризуется температурой кипения t0, конденсации всасывания (паров на входе в компрессор) tвс и переохлаждение жидкого хладагента перед регулирующим вентилем tрв. Значения этих параметров выбирают от назначения холодильной установки и расчетно-наружных условий.

**2.1 Расчетные параметры наружного воздуха**

От параметров наружного воздуха (в основном от температуры), зависит количество поступления теплопритоков в камеры, температуры конденсации холодильного агента, температура воды охлаждаемой в градирне или поступающей из естественных водоемов и холодопроизводительность установки.

Холодильные установки рассчитывают как правило на самый жаркий период года, поэтому в качестве расчетной летней температуры наружного воздуха для города Санкт-Петербурга принимается tр.л=270С, в качестве среднегодовой температуры наружного воздуха принимается tср=4,30С, в качестве расчетной летней относительной влажности наружного воздуха принимаются φ= 39%, а расчетной зимней влажности принимается φ=82% (приложение 1, таблица 2.1 – значение некоторых параметров (приложение1 (1)) – Лашутина, Судов, стр.40), географическая широта 600.

**2.2 Расчетная температура воды для охлаждения конденсаторов**

При оборотном водоснабжении начальную температуру воды для охлаждения конденсаторов принимают на 2-30С выше температуры воздуха по смоченному термометру, поэтому находится температура воды по i-d диаграмме.

i, i = const φ=59%

кДж/кг

tл=270С А

φ=100%

tм=210С В

α, г/кг

**Рис. 1**. I-d диаграмма влажного воздуха

Находится точка А с параметрами φ=59% и φ=100%. Из точки А двигаясь по линии параметральной i = const до пересечения линии параметральной i = const до пересечения с линией φ=100%. Температура насыщенного воздуха в точке. В пересечения будет искомой температурой tм=210С.

Температура воды входящей в конденсатор находится по формуле:

tв1 = tмт (2-π), 0С, (2.1)

где tмт – температура воздуха по мокрому термометру, 0С

tв1 =21+3=240С

Температура воды, выходящей из конденсатора находятся по формуле:

tв1 = tв1 + (4-50С), 0С (2.2)

tв1= 24+5=290С

Температура конденсации находится по формуле:

tкд = (tв1+tв2) / 2+ (4-60С (2.3)

tкд = (24+29) / 2+5,5 = 320С

Температура переохлаждения находится по формуле:

tп = tв1+3, 0С (2.4)

tп= 24+3=270С

**2.3 Расчетные параметры внутреннего воздуха и продолжительность холодильной обработки**

Расчетные значения температуры и влажности воздуха в охлаждаемых помещениях (в камерах холодильника) выбираются в зависимости от их назначения, вида продукта. Технологических особенностей хранения (замораживание, охлаждение, хранение и так далее).

Расчетные параметры воздуха камер хранения при овощной базе (овощехранилище), приведенные в таблице 2.1.

Таблица 2.1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камеры и другие охлаждаемые  помещения | Параметры воздуха | | t0С продуктов | | Продолжительность холодильной обработки и хранения (ч.) |
| t,0С | φ,% | начальн. t0С | конечн. t0С |
| Хранения картофеля  Хранение лука (чеснока)  Хранение моркови  Хранение свеклы | +2…+4  +1…-3  +2…+6  +1…-1 | 85-95  70-80  85-95  85-95 | 20  20  20  20 | 3  0  3  0 | 24  24  24  24 |

Расчетную температуру грунта под полом, принимается при электрообогреве грунта равной 20С.

**3 РАСЧЁТ ПЛОЩАДЕЙ, ОБЪЁМНО-ПЛАНИРОВОЧНОЕ РЕШЕНИЕ ХОЛОДИЛЬНИКА**

* 1. **Расчет площадей**

База овощей (овощехранилище) – это самостоятельное предприятие, что позволяет более широка и полно использовать холодильные емкости в течении года.

В составе этой базы для овощей, с общей вместимостью 2000 т. имеются такие производственные помещения:

- камеры хранения овощей;

- помещения товарной обработки (переработка, фасовка, упаковка);

-экспедиция для приемки и отпуска продукции.

Так как холодильник имеет вместимость 2000 т., то он имеет 100% вместимость.

Тогда хранение картофеля приходится 25% вместимости овощехранилища, на хранение лука – 25%, моркови - 25% , свеклы – 25%.

Сетку колонн выбирается 6х12 м, т.к. этот выбор целесообразен для данного холодильника.

**3.2 Расчет площади камер хранения картофеля**

Определяется общая вместимость грузового объема камер хранения картофеля:

Вхр.к. = Вхол. \*25% (3.1)

Вхр.к. = 2000 \* 0.25 = 500 т.

Рассчитывается грузовой объем камер

Vгр= Вхр.к. /qύ (3.2)

где Вхр.к. – условная вместимость камер, т.

qύ - норма загрузки, т/м3 (картофель положен в деревянных контейнерах qύ 0,5 т/м3 , по табл. 2.3.)

Vгр= 500 / 0,5 = 1000 м3

Определяется грузовая площадь камер.

Fгр= Vгр / hгр, м2 (3.3)

где hгр – грузовая высота или высота штабеля, м ( hстр. = 6м , то hгр = 5 м

Fгр= 1000 / 5 = 200, м2

Определяется строительная площадь камер:

Fстр = Fгр / βF, м3 (3.4)

где βF – коэффициент используется строительной площади камер (βF = 0,75, на стр.25 (3))

Fстр = 200 / 0,75 = 266 м2

Определяется число строительных прямоугольников

n = fстр /f (3.5)

где f – строительная площадь одного прямоугольника, определяется выбранной сеткой колон, м2 (f= 6х12 = 72 м2 )

n= 266 /72 = 4

Условно принимается площадь равной строительным квадратам, тогда

Fстр = 72 \* 4 = 288 , м2

Определяется условная действительная вместимость камер

Вg = В\* ng / n ,т (3.6)

где ng – принятое число строительных прямоугольников

Вg = 500\*4/3,7 = 540 т

Так как в одной камере при овощехранилище должно быть примерно 250 т вместимости груза более не рекомендуется, для хранения картофеля выходит 2 камеры.

**3.3 Расчет площади камер хранение лука (чеснока)**

Определяется общая вместимость камер хранения лука.

Вхр.к. = Вхол. \*25% (3.7)

Вхр.к = 2000\*0,25 = 500 т.

Расчесывается грузовой объем камер

Vгр= Вхр.к. /qύ (3.8)

где Вхр.к. – условная вместимость камер, т.

qύ - норма загрузки, т/м3 (лук положен в деревянных контейнерах qύ =0,38 т/м3 , по табл. 2.3.)

Vгр= 500 / 0,38 = 1315,8 м3

Определяется грузовая площадь камер.

Fгр= Vгр / hгр, м2 (3.9)

Fгр= 1315,8 / 5 = 263, м2

Определяется строительная площадь камер:

Fстр = Fгр / βF, м3 (3.10)

где (βF = 0,75 , на стр.25 (3))

Fстр = 263/ 0,75 = 350 м2

Определяется число строительных прямоугольников

n = fстр /f (3.11)

n= 300 /72 = 5

Условно принимается площадь равной строительным квадратам, тогда

Fстр = 72 \* 5 = 360 , м2

Определяется условная действительная вместимость камер

Вg = В\* ng / n ,т (3.12)

где ng – принятое число строительных прямоугольников

Вg = 500\*5/4,86 = 514 т

Так как в холодильнике, положено располагать одну камеру примерно 230 т. вместимостью, то для хранения лука (чеснока) выходит 2 камеры:

В №1 Fстр = 216, м2 и Вд=308,4 т.

В №2 Fстр = 144, м2 и Вд=205,6 т.

* 1. **Расчет площади камер хранения моркови.**

Определяется общая вместимость грузового объема камер хранения моркови.

Вхр.к. = Вхол. \*25% (3.13)

Вхр.к = 2000\*0,25 = 500 т.

Расчесывается грузовой объем камер

Vгр= Вхр.к. /qύ (3.14)

где Вхр.к. – условная вместимость камер, т.

qύ - норма загрузки, т/м3 (лук положен в деревянных контейнерах qύ =0,36 т/м3 , по табл. 2.3.)

Vгр= 500 / 0,36 = 1390 м3

Определяется грузовая площадь камер.

Fгр= Vгр / hгр, м2 (3.15)

Fгр= 1390 / 5 = 278, м2

Определяется строительная площадь камер:

Fстр = Fгр / βF, м3 (3.16)

где (βF = 0,75 , на стр.25 (3))

Fстр = 278/ 0,75 = 370 м2

Определяется число строительных прямоугольников

n = fстр /f (3.17)

n= 370 /72 = 5

Условно принимается площадь равной строительным квадратам, тогда

Fстр = 72 \* 5 = 360 , м2

Определяется условная действительная вместимость камер

Вg = В\* ng / n ,т (3.18)

где ng – принятое число строительных прямоугольников

Вg = 500\*5/5,14 = 486,4 т

Так как в холодильнике, положено располагать одну камеру примерно 230 т.

Вместимостью, то для хранения лука (чеснока) выходит 2 камеры:

В №1 Fстр = 216, м2 и Вд=292 т.

В №2 Fстр = 144, м2 и Вд=194 т.

**3.5 Расчет площади камер хранения свеклы.**

Вхр.к. = Вхол. \*25% (3.19)

Вхр.к = 2000\*0,25 = 500 т.

Расчесывается грузовой объем камер

Vгр= Вхр.к. /qύ (3.20)

где Вхр.к. – условная вместимость камер, т.

qύ - норма загрузки, т/м3 (лук положен в деревянных контейнерах qύ =0,46 т/м3 , по табл. 2.3.)

Vгр= 500 / 0,46 = 1087 м3

Определяется грузовая площадь камер.

Fгр= Vгр / hгр, м2 (3.21)

Fгр= 1087 / 5 = 217,4 , м2

Определяется строительная площадь камер:

Fстр = Fгр / βF, м3 (3.22)

где (βF = 0,75 , на стр.25 (3))

Fстр = 217,4 / 0,75 = 290 м2

Определяется число строительных прямоугольников

n = fстр /f (3.23)

n= 290 /72 = 4

Так как вместимость одной камеры должна соответствовать примерно 250 т, то будет две камеры хранения свеклы

В №1 Fстр = 145 , м3 и Вд=250 т.

В №2 Fстр = 145 , м3 и Вд=250 т.

**3.6 Расчет площади вспомогательных помещений и общая площадь всего холодильника**

Площадь отводимую для вспомогательных помещений (коридор, тамбур, экспедиция загрузки и разгрузки и так далее) принимают равной 20-40 % суммы охлаждаемых помещений холодильника.

Определяется площадь вспомогательных помещений по следующей формуле:

Fвсп= (0,2…0,4)\* Σ Fстр , м2 (3.24)

где Σ Fстр – суммарная площадь охлаждаемых помещений, м2

Fвсп= 0,4 \* Σ (288+360+360+290) = 520 , м2

Определяем количество строительных прямоугольников.

n= Fвсп / f (3.25)

n= 570 / 72 = 7

Условно принимается площадь вспомогательных помещений по следующему порядку:

а) Из расположения плана холодильника выходит 3 строительных прямоугольника на долю коридора Fкор=216, м2;

б) На долю цеха отварной обработки остается 4 строительных прямоугольника Fцех=288, м2.

Площадь,отводимую экспедицией (для приемки и отпуска продукта) и служебно-бытового помещения в сумме принимают равной 20-30 % от суммы площадей охлаждаемых помещений.

Вычисляется площадь вспомогательных помещений по формуле:

Fвсп=(0,2…0,3) \* Σ Fстр (3.26)

Fвсп=0,27 \* Σ (288+360+360+290) = 351 , м2

Определяется количество строительных прямоугольников:

n=Fвсп / f (3.27)

n= 351 / 72 = 5

**3.6 Объемно планировочное решение холодильника**

Рассчитав площадь холодильника, выбирают планировку холодильника.

Условно принимаем площадь вспомогательных помещений равной 5 строительным прямоугольникам, тогда Fвсп= 72\*5=360, м2

Из расположения плана холодильника на долю экспедиции будет4 строительных прямоугольника Fэкс=288, м2, тогда на долю служебного помещения остается 1 строительный прямоугольник 6х12, м2 Fсл=72, м2 .

Для лучшей организации и быстрого выполнения грузовых операций, холодильник предусматривает автомобильную платформу, которая располагается вдоль длинны холодильника.

Авто-платформа имеет ширину 7-9 м, а длину ее вдоль длинны холодильника.

Общая площадь всех помещений холодильника всем контуре ограждений овощехранилища, составляет:

Fобщ= Σ Fвсп+Σ Fк.хр, м2 (3.28)

где Σ Fвсп – сумма площадей всех вспомогательных помещений , м

Σ Fк.хр – сумма площадей камер хранения овощехранилища , м2

Fобщ= Σ 9 504+360) + Σ (290+360+360+290) = 2164 , м2

Определяют количество строительных прямоугольников:

n=Fобщ / f (3.29)

n= 2164 / 72 = 30

1. **РАСЧЁТ И ПОДБОР ИЗОЛЯЦИИ**

Данные для расчета изоляции приводятся в таблице.

Таблица 4.1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | № слоя | Материал слоя | Толщина δ, м | Коэффициент теплопроводности, λ, Вт/(м \* К) |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Наружная стена | 1 | Штукатурка по мет. сетке | 0,02 | 0,93 |
| 2 | Теплоизоляция ПСБ С | 0,085 | 0,05 |
| 3 | Слой битума с рулонным параизоляц. материалом | 0,005 | 0,47 |
| 4 | Штукатурка цементно-песчаная | 0,02 | 0,93 |
| 5 | Кирпичная кладка | 0,38 | 0,82 |
| 6 | Штукатурка цементно-гладкая | 0,02 | 0,93 |
| Стена внутренняя | 1 | Штукатурка по мет. Сетке | 0,02 | 0,93 |
| 2 | Пенопласт поливинил Хлор. ПХВ-2 |  | 0,047 |
| 3 | Дидроизол обрилум | 0,003 | 0,03 |
| 4 | Штукатурка цементно-песчаная | 0,02 | 0,93 |
| 5 | Плиты тепло-изоляциооные из ячеистого бетона | 0,15 | 0,15 |
| 6 | Штукатурка цементно-гладкая | 0,02 | 0,93 |
| Перегородка | 1 | Штукатурка по мет. Сетке | 2\*0,02 | 0,93 |
| 2 | Теплоизоляция полиуритан. Жесткая П9-101 |  | 0,041 |
| 3 | 3. Битум заменой | 0,003 | 0,18 |
| 4 | Бетон тяжелый (наруж) | 0,15 | 1,6 |
| Пол с эл/подо-гревом на грунте | 1 | покрытие чистого пола | 0,36 | 0,83 |
| 2 | Бетонная стяжка | 0,4 | 1,6 |
| 3 | Теплоизляция гравий керамзитовый |  | 0,19 |
|  |
|  |
|  | 4 | Пароизоляция (гидроизоляция ) | 0,004 | 0,31 |
| 5 | Железобетонные плиты (перекр. с электра подогревом) | 0,2 | 2,02 |
| 6 | Бетонная подготовка | 0,1 | 1,2 |
| 7 | Грунт | -- | -- |
| Бесчердачное покрытие | 1 | Кровельный гидроизоляционный ковер (рубероид) | 0,12 | 0,17 |
| 2 | Бетонная стяжка | 0,4 | 1,6 |
| 3 | Теплоизоляционный слой, шлак гранулированный |  | 0,19 |
| 4 | Железобетонная плита покрытия. | 0,2 | 2,02 |

Продолжение таблицы 4.1

Для уменьшения теплопритоков в охлаждаемые камеры через наружные ограждения, ограждения камер покрывают тепловой изоляцией.

Срок службы холодильника его экономические показатели во многом определяются качеством изоляции.

Для тепловой изоляции применяют материалы органического и не органического происхождения, а так же синтетические.

Для защиты от грызунов поверх изоляции под штукатуркой на высоте 0,7 м от пола прокладывают металлическую сетку с ячейками 10х10 мм с загибом сетки под пол.

Оптимальные значения коэффициентов теплопередачи наружных ограждений даны в таблице 8 , а внутренних в таблице 9, стр99 (1) .

Толщину теплоизоляции определяют по формуле:

δщ = λщ [ 1/k – (1(αн + δ1/ λ1 + δ2/ λ2+ δn/ λn+1/ αв)] ,м (4.1)

где δщ – толщина слоя теплоизоляции , м

λщ – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала, Вт/(м2\* К) (табл. 2.8 (3))

k – коэффициент теплопередачи ограждения Вт/(м2\* К) (принимают по табл.8 и 9 (1)).

αн и αвп – коэффициенты теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности и от внутренней поверхности ограждения к воздуху камеры, Вт/(м2\* К) (по табл.10 (1))

δ1, δ2… δn – толщина слоев строительных материалов, входящих в состав ограждения, м.

λ1 , λ2 …λn – коэффициенты теплопроводности строительных материалов входящих в состав ограждения, Вт /( м3 К) (принимают по таблице 2.8 (3)).

Таблица теплоизоляционного слоя идет в соответствии с ГОСТом: 25мм, 30 мм, 50 мм, 100 мм . Засыпная теплоизоляция идет без ГОСТа в безразмерной величине.

Данные для расчёта толщины изоляционного слоя приводятся в таблице 4.1.

Определяется толщина теплоизоляционного слоя северной и западной наружной стены. Камеры 1 и 2 , так как в этих камерах температура и влажность воздуха одинаковая, то и продукт хранения(картофель) естественно тоже будет один и тот же.

δиз = 0,05 [ 1/0,45 – (1/23,3н + 3\*0,02/ 0,93 + 0,005/ 0,47+ 0,38/ 0,82+1/ 9)] = 85 мм

Принимается три теплоизоляционных слоя П-БС толщиной: 2х30 мм и 25 мм.

Так как у камер хранения свеклы (№5, №6) внутренняя перегородка общая то слой теплоизоляции будет располагаться на стороне камер хранения свеклы, так как здесь температура немного ниже, чем в камерах №1 и №2.

Рассчитывается толщина теплоизоляционного слоя восточной перегородки камеры №2. перегородка разделяет эту камеру хранения от коридора.

δиз = 0,041 [1/0.48 – (2\*0.02/0.93 + 0.003/0.18+0.15/1.6+1/9)] =75мм

Принимаем 2 теплоизоляционных слоя ПУ-101 толщиной : 50мм и 25 мм.

Определяется толщина изоляционного слоя западной наружной стены камеры №5.

δиз = 0,05 [ 1/0.37 – (1/23.3 + 3\*0.02/0.93 + 0.005/0.47 + 0.38/0.82 + 1/9)] = 100 мм.

Принимаем 1 слой теплоизоляцииПС-6С толщиной 100мм.

Определяем толщину слоя теплоизоляции южной внутренней стены камеры №% и №6, так как у этих камер температура и влажность воздуха одинаковые, то продукт хранения (свекла) будет одним и тем же.

δиз =0,047 [ 1/0.39 (3\*0.02/0.93 + 0.003/0.03 +0.15/ /0.15+1/9) = 60мм

Принимается 2 слоя теплоизоляции ПХВ-2 толщиной 2\*30мм.

Находится толщина теплоизоляционного слоя восточной перегородки камеры №6.

Перегородка разделяет эту камеру хранения от коридора.

δиз = 0,041\*[1/0.45-(2\*0.02/0.93 + 0.003/0.18 + +0.15/1.6 + 1/9)]= 80мм.

Принимаем 2 слоя теплоизоляции ПУ-101 толщиной 50мм и 30мм.

Определяется толщина теплоизоляционного слоя северной перегородки камеры №5 и №6 , так как в камерах №1 и №2 температура и влажность воздуха одинаковые, значит внутренняя перегородка будет общая.

δиз = 0,041[1/0.58-(2\*0.02/0.93+0.003/0.18+0.15/1.6+1/9)]=60мм

Принимаем 2 теплоизоляционного слоя ПУ-101 толщиной 2х30мм.

Определяем толщину теплоизоляционной засыпки пола с эл/подогревом на грунте у камер №1 и №2.

δиз = 0,19[1/0,41-(0,36/0,83+0,4/1,6+,0004/0,31 + 0,2/2,02+ 0,1/1,2+1/9)]= 276мм

Принимается толщину теплоизоляционной засыпки гравия керамзитовая 280мм, так как целое число упрощает засыпки теплоизоляции камер№1 и №2.

δиз = 0,19[1/0.4-(1/23.3+ 0.12/0.17+ 0.4/1.6+ 0.2/2.02+ 1/9)]=250мм

Применяется толщина теплоизоляционной засыпки, шлака гранулированного 250мм.

Определяется Толщина теплоизоляционной засыпки пола с Эл подогревом.

δиз = 0,19[1/0.91-(0.36/0.83+0.4/1.6 +0.004/0.31 + 0.2/2.02+ 0.1/1.2 +1/9)]= 276мм

Принимается толщина теплоизоляционной засыпки гравия керамзитного 280мм так как целое число упрощает засыпку теплоизоляции.

Определяется толщина теплоизоляционной засыпки бес чердачного покрытия у камер №5 и №6.

δиз = 0,19 [1/0.35-(1/23.3+ 0.12/0.17+0.4/1.6+ 0.2/2.02 +1/9)]= 314мм

Принимается толщина теплоизоляционной засыпки шлака гранулированного 320мм, так как целое число упрощает засыпку теплоизоляции.

Для камер №3,№4 и №7,№8 , расчеты аналогичны камерам №1,№2 и №5,№6.

Внутренние ограждения перегородки между камерами №1,№2 и №3,№4 и №5,№6 и №7,№8 состоит из блоков теплоизоляционных материалов, покрытые с обеих сторон цементно-гладкой штукатуркой.

Так как наружная температура воздуха зимой достигает до t= -24 С, а в камерах хранения поддерживается температура примерно от -1 … +3 С, то производится расчет на недопущение конденсации влаги в холодильные камеры, по формуле:

k < 0,95 \* αн (tн-tр) / (tн-tв) , Вт/ (м2\*К) (4.1)

где αн – коэффициент теплоотдачи с наружной стороны воздуха (αн=23,3);

k = 0.23 ;

tв – температура воздуха с наружи (tв= -24 С);

tр – температура точки росы (tр= -1 С).

k < 0,95 \* 23,3 (0-(-1)) / (0-(-24)) = 0,92 Вт/ (м2\*К)

0,23< 0,92 – значит конденсации в камерах хранения не будет.

**5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ХОЛОДИЛЬНИКА**

Цель теплового расчета охлаждаемых помещений – это определения правильности выбора холодильного оборудования подбираемого на основании теплового расчета, учитывающий все виды теплопритока, которые могут повлиять на изменение температурного режима в камерах.

Холодопроизводительность оборудования определяют тепловым расчетом, который проводят для каждого охлаждающего помещения отдельно.

Теплоприток в каждую камеру Qобщ ,Вт , определяется как сумма отдельных теплопритоков.

Qобщ= Q1+Q2+Q3+Q4+Q5 , Вт (5.1)

где Q1 – теплоприток через ограждения конструкции помещения;

Q2 – теплоприток от продуктов при их холодной обработке;

Q3 - теплоприток от наружного воздуха при вентиляции помещений;

Q4 – теплоприток от различных источников при вентиляции помещений;

Q5 – теплоприток при дыхании овощей.

**5.1 Расчет теплопритока Q1 через ограждения охлаждающих помещений**

Определяется теплоприток Q1 для камер хранения картофеля №1 и №2

Теплоприток Q1 определяется по выражению:

Q1= Q1т + Q1с , Вт (5.2)

где Q1т - теплоприток через ограждения охлаждающих помещение, Вт

Q1с – тепловой приток от солнечной радиации, Вт.

Теплопритоки Q1т и Q1с определяют по формуле:

Q1т = k F (tн-tв) , Вт (5.3)

Q1с = k F▲tс , Вт (5.4)

где k – коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/ (м2 \*К)

F – площадь теплопередающей поверхности ограждения, м2

tн – наружная расчетная летняя температура воздуха,0С

tв – расчетная температура в камере, 0С

▲tс – Избыточная разность температур характеризующая действие солнечной радиации в летнее время, 0С.

Для камер №1 и №2 определяется Q1т :

а) наружная стена северная (k=0,42 Вт/(м2\* К), Fстены=6\*24=144,м2 ; tн=270С; tв=+3 , 0С).

Q1т = 0,42\*6\*24\*(27-3)= 1451,5 Вт

б) внутренняя перегородка восточная. Для этого ограждения tн=120С так как температура в коридоре достигает примерно tк=+12,0С

Q1т = 0,48\*6,12 (12-3)=311,04 Вт

в) внутренняя перегородка южная. В камерах №5 и №6 температура воздуха немного ниже ( примерно на 30С ), чем температура воздуха в камерах №1 и №2, поэтому теплопритока через внутреннюю перегородку не будет.

г) наружная стена подвержена солнечной радиации, поэтому по таблице 58 (1) ▲tс= 7,2 , 0С, так как стена побеленная известью.

Q1с= 0,42\*6\*12\*7,2= 217,73 Вт

д) пол с электро-подогревом на грунте.

Q1т = 0,41\*12\*24 (2-3)= 2764,8 Вт

Теплоприток с пола имеет отрицательный знак (тепло-отвод), поэтому теплоприток не учитывается.

е) потолок (беспорядочное покрытие)

Q1т = 0,4\*12\*24 (27-3) = 2764,8 Вт

Для темного бес чердачного покрытия ▲tс (избыточную разность температуры) принимают 17,7 , 0С

Q1с = 0,4\*12\*24\*17,7 = 2040 Вт

Общая Q1об = Σ Q1т + Σ Q1с ,Вт

Для остальных камер теплопритока Q1 , камер №1 и №2, заносим в таблицу 5.11

Q1об = Σ (1451,5+311,04+725,7+2764,8)+ Σ (217,73+2040)= =7,511 кВт

Таблица 5.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | F , м2 | tн,  0С | ▲t  0С | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | Q1т  Вт | Q1т Вт |
| l | B | H |
| НС-С | +3 | 24 | -- | 6 | 144 | 27 | 24 | 0.42 | -- | 1451.5 | -- | 1451.5 |
| ВП-В | +3 | -- | 12 | 6 | 72 | 12 | 9 | 0,48 | -- | 311,04 | -- |  |
| ВП-Ю | Теплоприток Q1т имеет отрицательный знак, поэтому Q1т не будет. | | | | | | | | | | | |
| НС-З | +3 | -- | 12 | 6 | 72 | 27 | 24 | 0,42 | 7.2 | 725,7 | 217,7 | 943,4 |
| Потолок | +3 | 24 | 12 | -- | 288 | 27 | 24 | 0,4 | 17,7 | 2764,8 | 2040 | 4804,8 |
| Пол | Теплоприток имеет отрицательный знак, поэтому его не будет. | | | | | | | | | | | |
| Итого |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | 7511 |

Определяется теплоприток в табличной форме для камер хранения лука и полученные результаты сводится в таблице 5.2

Таблица 5.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | | | | F , м2 | | tн,  0С | | ▲t  0С | | k  Вт  м2К | | ▲tс  0С | | Q1т  Вт | | Q1т  Вт | | Q1т Вт |
| l | | B | | H | |
| НС-С | 0 | 30 | | -- | | 6 | | 180 | | 27 | | 27 | | 0.42 | | -- | | 2041,2 | | -- | | 2041,2 |
| ВП-В | 0 | -- | | 12 | | 6 | | 72 | | 27 | | 27 | | 0,42 | | 6,0 | | 816,9 | | 181,4 | | 998 |
| ВП-Ю | 0 | 30 | -- | | 6 | | 180 | | 3 | | 3 | | 0,58 | | -- | | 313,2 | | -- | | 313,2 | |
| НС-З | 0 | -- | | 12 | | 6 | | 72 | | 12 | | 12 | | 0,45 | | -- | | 388,8 | | -- | | 388,8 |
| Потолок | 0 | 30 | | 12 | | -- | | 360 | | 27 | | 27 | | 0,35 | | 17,7 | | 3402 | | 2230 | | 5632,2 |
| Пол | 0 | 30 | 12 | | -- | | 360 | | 2 | | 2 | | 0,41 | | -- | | 295,2 | | -- | | 2295,2 | |
| Итого |  |  | |  | |  | |  | |  | |  | |  | |  | |  | |  | | 9670 |

Определяется теплоприток Q1 , для камер хранения свеклы №5 и №6, и полученные результаты сводятся в таблице 5.3.

Таблица 5.3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | | F , м2 | tн,  0С | ▲t  0С | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | Q1т  Вт | Q1т Вт |
| l | B | | H |
| НС-С | 0 | 24 | -- | | 6 | 144 | 3 | 3 | 0.58 | -- | 250,56 | -- | 250,56 |
| ВП-В | 0 | -- | 12 | | 6 | 72 | 12 | 12 | 0,45 | -- | 388,8 | -- | 388,8 |
| ВП-Ю | 0 | 24 | -- | 6 | | 144 | 23 | 23 | 0,39 | -- | 1292 | -- | 1292 |
| НС-З | 0 | -- | 12 | | 6 | 72 | 27 | 27 | 0,42 | 7,2 | 816,5 | 217,7 | 1034 |
| Потолок | 0 | 24 | 12 | | -- | 288 | 27 | 27 | 0,35 | 17,7 | 2721,6 | 1784,2 | 4505,8 |
| Пол | 0 | 24 | 12 | -- | | 288 | 2 | 2 | 0,41 | -- | 2361,6 | -- | 236,2 |
| Итого |  |  |  | |  |  |  |  |  |  |  |  | 7707,2 |

Определяется теплоприток Q1 для камер хранения №5 и №6 , и полученные результаты сводятся в таблицу 5.4.

Таблица 5.4

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | | | F , м2 | | | | tн,  0С | | | | ▲t  0С | | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | | | Q1т  Вт | Q1т Вт | | |
| l | B | H | | |
| НС-В | +3 | -- | 12 | 6 | | | 72 | | | | 27 | | | | 24 | | 0.42 | 6,0 | 725,76 | | | 181,4 | 907,2 | | |
| ВП-Ю | +3 | 30 | -- | 6 | | | 180 | | | | 23 | | | | 20 | | 0,41 | -- | 1476 | | | -- | 1476 | | |
| ВП-З | +3 | -- | 12 | | 6 | | | 72 | | | 12 | | | 9 | | 0,48 | | -- | | 311 | | -- | | 311 |
| Потолок | +3 | 30 | 12 | | | -- | | | 360 | | | 27 | | 24 | | 0,4 | | 17,7 | | 3456 | | 2549 | | 6005 |
| Пол | Теплоприток Q1 имеет отрицательный знак, поэтому его не будет. | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Итого |  |  |  | | |  | | | |  | | |  | |  | |  |  | | |  |  | 8700 | | |

На каждые отдельные камеры хранения определили суммарные теплопритоки через ограждения и полы, поэтому эти теплопритоки относят к нагрузке на камерное оборудование.

Из требуемой литературы сказано, что при расчете овощехранилищ, суммарные теплопритоки с каждой камеры хранения учитывают полностью и на компрессор, и на камерное оборудование

* 1. **Определение теплопритока Q2 от продуктов при их холодильной обработке**

Q2 – определяется в зависимости от суточного поступления продуктов в камеру, вида продукта, температуры поступления и выпуска, а так же времени холодильной обработки:

Q2 = Мпост (iпост – i вып) 106 / (τ \*3600) , (5.5)

где Q2 – теплоприток от продуктов при их тепловой обработке, Вт.

Мпост – суточное поступление продуктов в камеру, т. в сутки;

iпост – удельная энтальпия продукта поступающего в камеру при температуре поступления iпост , кДж/кг

i вып – удельная энтальпия продукта выпускаемого из камеры при температуре выпуска i вып, кДж/кг

τ - продолжительность холодильной обработки продукта, ч.

Удельную энтальпию продукта в зависимости от его вида и температуры определяют по приложению 10 или по таблице 3.2 (3).

Определяется Q2 пр для камер хранения картофеля №1 и №2 :

Находится сначала суточное поступление в камеры, если для овощехранилищ Мсут в камеры хранения принимают равным 10% вместимости камер.

Если вместимость камер хранения картофеля равняется Вхр.к = 500т (из раздела 3 «Расчеты площадей»), то:

Мсут=10% \*500=0,1\* 500= 50 т/сут

Из приложения 10, i (кДж/кг) поступление и выпуска продукты равняется:

I пост = 347,4 кДж/кг, при t пост =20 С

I вып = 284,0 кДж/кг, при пост t вып = 3 С

Продолжить холодную обработку продукта I = 24ч.

Q2обпр = 50(347,4-284,0)106/24 \* 3600= 36690 Вт

б) Определяем теплоприток Q2т от тары по выражению:

Q2т = Мт Ст (tпост-tвып)106 / (τ 3600), (5.6)

где Мт – суточное поступление тары, принимаемое пропорционально суточному поступлению продукта, т/сут;

Ст – удельная теплоемкость материала тары, кДж/кг

tпост-tвып – температура тары поступающая и выпускаемая из камеры, 0С

τ – продолжительность холодильной обработки (принимается по продукту), ч. (табл.2.3.1).

Массу деревянных контейнеров (ящиков) для овощей принимают равной 20% от массы овощей.

Суточное поступление тары определяется по формуле:

Мт= Мсут.прод. \* 20%, т/сут (5.7)

Мт= 50 \*0,2 = 10 т/сут

Q2т = 10\*2,3(20-3)106 / (24\*3600) = 4525 Вт

Определяется общий теплоприток Q2общ по выражению

Q2 обобщ =Q2пр +Q2т (5.8)

Q2 обобщ = 36690 + 4525 =41215 Вт

Полученный Q2 обобщ относится нагрузкой на камерное оборудование.

Нагрузка на компрессор камеры №1 и №2 берется на 30% меньше Σ Q2об.

Q2об = 41215\*0,7 = 28850 Вт

Для остальных камер хранения теплоприток Q2 определяется аналогичным образом, поэтому все результаты расчета плавно переходят в общую таблицу 5.5

Таблица 5.5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Хол.  камеры | t 0С | Mп  т/сут | i кДж/кг | | ▲i кДж/кг | Mт  т/сут | Q2пр , Вт | | Q2т , Вт | | Q2 , Вт | |
| пост | вып | КМ | ОБ | КМ | ОБ | КМ | ОБ |
| №1 №2 | 3 | 50 | 347,4 | 284 | 63,4 | 10 | 25683 | 36690 | 3167,5 | 4525 | 28850 | 41215 |
| №3 №4 | 0 | 50 | 347,4 | 272 | 75,4 | 10 | 30544 | 43634 | 3724 | 5324 | 34271 | 48958 |
| №5 №6 | 0 | 50 | 347,4 | 272 | 75,4 | 10 | 30544 | 43634 | 3727 | 5324 | 34271 | 48958 |
| №7 №8 | 3 | 50 | 347,4 | 284 | 63,4 | 10 | 25683 | 36690 | 3167,5 | 4525 | 28850 | 41215 |

**5.3 Определение теплопритока Q3 при вентиляции охлаждаемых помещений**

Q3 – учитывают для катер хранения некоторых охлаждаемых продуктов (фрукты, овощи и т.д.)

Для камер хранения продуктов Q3 вычисляется по формуле:

Q3 = Vк \*а \*ρв(iн-iв) 103 / (24\*3600), Вт (5.9)

где Vк – объем вентилируемой камеры, м3.

а - кратность воздухообмена в сутки (а=3…5 1/сут для камер хранения )

ρв – плотность воздуха в камере, кг/ , м3

iн-iв – энтальпия наружного воздуха и воздуха в камере.

Определяется Q3 для камеры №1 и №2 если известны следующие данные:

Vк = 1000 , м3 ; а=4 1/сут ; ρв= 1,28кг/ , м3; tв=3 ,0С tн=61 кДж/кг

Q3 = 1000\*4\*1,28 (61-13,5) 103 / (24\*3600) = 2815 Вт

Теплоприток Q3 от наружного воздуха при вентиляции охлаждающих помещений относят одинаково и на компрессор и на камерное оборудование.

Q3об = Q3км = 2815 Вт

ля остальных камер хранения продуктов, теплоприток определяется аналогичным методом, поэтому все результаты расчета сводятся в общую таблицу 5.6

Таблица 5.6

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Хол. камеры | t, 0С | Vк,  м3 | а  1/сут | iн,  кДж/кг | iк кДж/кг | ρ  кг/м3 | Q3, Вт | |
| КМ | ОБ |
| №1 №2 | 3 | 100 | 4 | 61 | 13,5 | 1,28 | 2815 | 2815 |
| №3 №4 | 0 | 1315,8 | 4 | 61 | 7 | 1,193 | 4253,3 | 4253,3 |
| №5 №6 | 0 | 1087 | 4 | 61 | 8,3 | 1,293 | 3430 | 3430 |
| №7 №8 | 3 | 1390 | 4 | 61 | 13,5 | 1,28 | 3912,6 | 3912,6 |

**5.4 Определение эксплуатационного теплопритока Q4 ,Вт**

Q4 – возникает вследствие освещения камер, нахождения в них людей, работы электрооборудования и открывания дверей. Теплоприток определяют ля каждой камеры и имеющих источников тепловыделений отдельно.

Теплоприток Q4 определяется по выражению:

Q4= q1+q2+q3+q4 ,Вт (5.10)

где q1 – теплоприток от освещения, Вт;

q2 – теплоприток от пребывания людей, Вт;

q3 – теплоприток от работы электрооборудования, Вт;

q4 – теплоприток при открывании дверей в охлажденные помещения, Вт;

Определяется Q4 для камеры №1 и №2

а) определяется теплоприток q1 от освещения :

q1=АF, Вт (5.11)

где А – удельный теплоприток от освещения в единицу времени отнесенной к 1 м2 площади пола, Вт/м2(А=2,3 Вт/ м2 для камер хранения);

F – площадь камеры, м2; 1= 2,3 х 288 = 662 Вт

б) Вычисляется теплоприток q2 от пребывания людей в охлаждаемых помещениях:

q2= 350 n , Вт (5.12)

где 350 – – тепловыделение одного работающего человека, Вт/ чел;

n – число работающих в помещении людей, чел (в камерах №1 и №2 с площадью 200 м2 работают примерно 3 человека).

q2 = 350 х 3 = 1050 Вт

в) Рассчитываем теплоприток q3 от работы электрического оборудования:

q3 = 103ΣNдв х ήi , Вт (5.13)

где ΣNдв – суммарная мощность электрического двигателя оборудования, находящегося в помещении, кВт (для камер хранения овощей = 14)

ήi – КПД=0,75 (при расположении электрооборудования вне охлаждаемого помещения)

q3= 103х14х0,75= 10500 Вт

г) Определяем теплоприток q4 при открывании дверей в охлаждаемые помещения:

q4 = ВF, Вт (5.14)

где В – удельный теплоприток из соседних помещений через открытые двери, отнесенный к 1 м2 площади камеры, Вт/м2 (таблица 60 /1/);

F – площадь камеры, м2

q4 =4х288 = 1152 Вт

Определяется общий теплоприток Q4, который сказывается на камерном оборудовании.

Q4об= 662+1050+10500+1152=13364 Вт

Нагрузка Q4км на компрессор с Q4об – нагрузки на камерное оборудование, берется 25-30%.

Q4км = 25% х Q4об ,Вт (5.15)

Q4км = 0,75х13364=10023 Вт.

Для остальных камер хранения овощей, теплоприток Q 4 определяется другим способом, поэтому все полученные результаты расчета сводится в общую таблицу 5.7

Таблица 5.7.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камеры охлаждения | tв  0С | F  м2 | A Вт/ м2 | n чел | | ΣNдв  кВт | B Вт/ м2 | | q1  Вт | q2 Вт | q3 Вт | q4 Вт | Q4 Вт | | |
| км | об |
| №1 №2 | 3 | 288 | 2,3 | 3 | | 14 | 4 | | 662 | 1050 | 10500 | 1152 | 10023 | 13364 | |
| №3 №4 | 0 | 360 | 2,3 | 4 | | 14 | 4 | | 828 | 1400 | 10500 | 1440 | 10626 | 14168 | |
| №5 №6 | 0 | 288 | 2,3 | 3 | | 14 | 4 | | 662 | 1050 | 10500 | 1152 | 10023 | 13364 | |
| №7 №8 | 3 | 360 | 2,3 | 4 | | 14 | 4 | | 828 | 1400 | 10500 | 1440 | 10626 | 14168 | |
| Итого |  |  |  |  |  | | |  |  |  |  |  | 41300 | 55064 | |

**5.5 Определение теплопритока Q5, выделяемого овощами при «дыхании» (Вт)**

Теплопроводность Q5 определяется по выражению:

Q5 =В (0,1 qпост + 0,9qкм) ,Вт (5.16)

где В – вместимость камеры, т;

qпост , qкм – тепловыделение плодов при температурах поступления и хранения, Вт/т (табл.61/1/), (температура поступления принимается равной 20оС);

0,1 и 0,9 – требуемые постоянные коэффициенты

Определяется Q5 для камеры №1 и №2 , если известно: В=500 т ; qпост=44 Вт/т при t пост =200С (картофель); qхр = 22 при

tхр = 30С то отсюда:

Q5 = 500(0,1\*44+0,9\*22)= 12100 Вт.

Данный теплоприток Q5 относят полностью при определении тепловой нагрузки на камерное оборудование и на компрессор.

Для остальных камер хранения овощей, теплоприток Q4 определяется аналогично, поэтому все полученные результаты сводятся в общую таблицу 5.8

Таблица 5.8

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камеры охлаждения | tв  0С | В  т. | Значен. | | Значен. | | | Q5  Вт | | |
| tв  0С | qпост Вт/ т | tхр  0С | | qхр Вт/ т |
| км | | об | |
| №1 №2 | 3 | 500 | 20 | 44 | 2 | 22 | | 12100 | | 12100 | |
| №3 №4 | 0 | 500 | 20 | 44 | 0 | 20 | | 11200 | | 11200 | |
| №5 №6 | 0 | 500 | 20 | 44 | 0 | 20 | | 11200 | | 11200 | |
| №7 и №8 | 3 | 500 | 20 | 44 | 2 | 22 | | 12100 | | 12100 | |
| Итого |  | | | | | | | | 46600 | 46600 |

**5.6 Сводная таблица теплопритоков**

Все полученные результаты теплового расчета сводятся в общую таблицу 5.9.

Таблица 5.9

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камеры охлажден. | tв  0С | Q1,  Вт | Q2, Вт | | Q3,  Вт | Q4,  Вт | | Q5,  Вт | ΣQ,  Вт | |
| КМ | ОБ | КМ | ОБ | КМ | ОБ |
| №1 №2 | 3 | 7511 | 28850 | 41215 | 2815 | 10023 | 13364 | 12100 | 61300 | 77005 |
| №3 №4 | 0 | 9670 | 34271 | 48958 | 4253 | 10626 | 14168 | 11200 | 70020 | 88250 |
| №5 №6 | 0 | 7707 | 34271 | 48958 | 3430 | 10023 | 13364 | 11200 | 66631 | 84660 |
| №7 №8 | 3 | 8700 | 28850 | 41215 | 3913 | 10626 | 14168 | 12100 | 64190 | 80096 |
| Итого |  |  |  |  |  |  |  |  | 262141 | 330011 |

пределяется холодопроизводительность компрессоров на каждую температуру кипения хладагента:

Q0км = ρ\*ΣQкм / b , Вт (5.17)

где ρ – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной установки (стр 71 (1));

ΣQкм – суммарная нагрузка на компрессоры для данной температуры кипения, принятая по сводной таблице теплопроводов;

b – коэффициент рабочего времени (на крупных холодильниках b=0,9)

а) Определяется Q0км для камер №1 и №2, если температура кипения хладагента tс, в приборах охлаждения, при непосредственном охлаждении, берется на 7-10 0С ниже температуры воздуха в камере:

t0 = tв – (7….10), 0С (5.18)

t0 = 3-10 = -7, 0С

Q0км = 1,04\*61300 / 0,9=71 кВт

б) Вычисляется Q0км для камер №3 и №4 если известно:

ρ =1,04; ΣQкм =70020 кВт ; b=0,9 ; t0 = 0-10=-10 , 0С

Q0км =1.04\*70020/ 0.9 = 81 кВт

в) Находится Q0км для камер №5 и №6

t0 = 0-10 = -10, 0С

Q0км =1.04\*66631/ 0.9 = 77 кВт

г) Определяется Q0км для камер хранения №7 и №8

t0 = 3-10 = -7, 0С

Q0км =1.04\*64190/ 0.9 = 74,2 кВт

бщая сумма ΣQ0км = 71+81+77+74,2= 303,2 кВт.

се значения заносят в таблицу 5.10.

Таблица 5.10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | F , м2 | tн,  0С | ▲t  0С | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | Q1т  Вт | Q1т Вт |
| l | B | H |
| НС-С | +3 | 24 | -- | 6 | 144 | 27 | 24 | 0.42 | -- | 1451.5 | -- | 1451.5 |
| ВП-В | +3 | -- | 12 | 6 | 72 | 12 | 9 | 0,48 | -- | 311,04 | -- |  |
| ВП-Ю | Теплоприток Q1т имеет отрицательный знак, поэтому Q1т не будет. | | | | | | | | | | | |
| НС-З | +3 | -- | 12 | 6 | 72 | 27 | 24 | 0,42 | 7.2 | 725,7 | 217,7 | 943,4 |
| Потолок | +3 | 24 | 12 | -- | 288 | 27 | 24 | 0,4 | 17,7 | 2764,8 | 2040 | 4804,8 |
| Пол | Теплоприток имеет отрицательный знак, поэтому его не будет. | | | | | | | | | | | |
| Итого |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | 7511 |

Определяется теплоприток в табличной форме для камер хранения лука №3 и №4, и полученные результаты сводится в таблице 5.11

Таблице 5.11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | | | F , м2 | tн,  0С | ▲t  0С | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | Q1т  Вт | Q1т Вт |
| l | | B | | H |
| НС-С | 0 | 30 | | -- | | 6 | 180 | 27 | 27 | 0.42 | -- | 2041,2 | -- | 2041,2 |
| ВП-В | 0 | -- | | 12 | | 6 | 72 | 27 | 27 | 0,42 | 6,0 | 816,9 | 181,4 | 998 |
| ВП-Ю | 0 | | 30 | -- | 6 | | 180 | 3 | 3 | 0,58 | -- | 313,2 | -- | 313,2 |
| НС-З | 0 | -- | | 12 | | 6 | 72 | 12 | 12 | 0,45 | -- | 388,8 | -- | 388,8 |
| Потолок | 0 | 30 | | 12 | | -- | 360 | 27 | 27 | 0,35 | 17,7 | 3402 | 2230 | 5632,2 |

Определяется теплоприток Q1 , для камер хранения свеклы №5 и №6 ,и полученные результаты сводятся в таблице5.12.

Таблица 5.12

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | | | F , м2 | tн,  0С | ▲t  0С | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | Q1т  Вт | Q1т Вт |
| l | | B | | H |
| НС-С | 0 | 24 | | -- | | 6 | 144 | 3 | 3 | 0.58 | -- | 250,56 | -- | 250,56 |
| ВП-В | 0 | -- | | 12 | | 6 | 72 | 12 | 12 | 0,45 | -- | 388,8 | -- | 388,8 |
| ВП-Ю | 0 | | 24 | -- | 6 | | 144 | 23 | 23 | 0,39 | -- | 1292 | -- | 1292 |
| НС-З | 0 | -- | | 12 | | 6 | 72 | 27 | 27 | 0,42 | 7,2 | 816,5 | 217,7 | 1034 |
| Потолок | 0 | 24 | | 12 | | -- | 288 | 27 | 27 | 0,35 | 17,7 | 2721,6 | 1784 | 4505,8 |
| Пол | 0 | | 24 | 12 | -- | | 288 | 2 | 2 | 0,41 | -- | 2361,6 | -- | 236,2 |
| Итого |  |  | |  | |  |  |  |  |  |  |  |  | 7707,2 |

Определяется теплоприток Q1 для камер хранения №5 и №6 , и полученные результаты сводятся в таблицу 5.13.

Таблица 5.13

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждения | tв,  0С | Размеры | | | | | F ,м2 | tн,  0С | ▲t  0С | k  Вт  м2К | ▲tс  0С | Q1т  Вт | Q1т  Вт | Q1т Вт |
| l | | B | | H |
| НС-В | +3 | -- | | 12 | | 6 | 72 | 27 | 24 | 0.42 | 6,0 | 725,76 | 181,4 | 907,2 |
| ВП-Ю | +3 | 30 | | -- | | 6 | 180 | 23 | 20 | 0,41 | -- | 1476 | -- | 1476 |
| ВП-З | +3 | -- | 12 | | 6 | | 72 | 12 | 9 | 0,48 | -- | 311 | -- | 311 |
| Потолок | +3 | 30 | | 12 | | -- | 360 | 27 | 24 | 0,4 | 17,7 | 3456 | 2549 | 6005 |
| Пол | Теплоприток Q1 имеет отрицательный знак, поэтому его не будет. | | | | | | | | | | | | | |
| Итого |  |  | |  | |  |  |  |  |  |  |  |  | 8700 |

1. **ВЫБОР СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ**

После определения тепловой нагрузки на компрессор и на камерное оборудование выбираем систему охлаждения камер хранения, наиболее рациональную для данного объекта.

В данном случае проектируется хладоновая (R22), без насосная система. Децентрализованного холодоснабжения с непосредственным охлаждением , при котором хладагент кипит, в приборах охлаждения (ВО), расположенных в камерах. Система охлаждения камер воздушная, с помощью воздухоохладителей, обеспечивается умеренная циркуляция воздуха. Система отвода теплоты конденсации обеспечивается водой из системы оборотного водоснабжения.

На выбор системы охлаждение основное влияние оказывают следующие факторы: число и вид охлаждаемых объектов потребителей холода; расчетная температура в объектах; тепловая нагрузка от охлаждаемого объекта; расчетная суммарная холодонагрузка; требование техники безопасности; наличие серийно выпускного оборудования и приборов автоматики с требовательными характеристиками.

Холодильная установка должна обеспечивать:

- автоматическое регулирование заполнения приборов охлаждения хладагентом или питание хладоносителем;

- защиту компрессоров от влажного хода;

- соответствие холодопроизводительности компрессоров переменным нагрузкам испарительных систем;

- надежное улавливание масла, уносимого из компрессоров и по возможности исключение замасливания теплообменных аппаратов и улавливающих сосудов;

- простоту, надежность и безопасность работы системы.

Децентрализованное холодоснабжение целесообразно применять, где есть возможность установить для каждого охлаждающего объекта автономную, полностью автоматизированную холодильную машину с полной заводской готовностью.

На холодильниках для хранения овощей применяют специальные холодильные машины, укомплектованные. Применения децентрализованного холодоснабжения проявляет сократить сроки монтажа холодильной установки, снизить расходы на их оборудование, исключение: необходимость в устройстве отдельного машинного отделения.

В настоящее время имеется целый ряд специальных холодильных машин, предполагающих применения децентрализованного охлаждения.

**7 РАСЧЁТ И ПОДБОР КОМПРЕССОРА**

Исходными данными для теплового расчета холодильной машины является:

Нагрузка на компрессор определяется при расчете теплоприемников с учетом потерь в системе, температурный режим работы, вид хладагента.

Так как для камер хранения №1, №2 и камер №7, №8 температура кипения хладагента в приборах охлаждения будет одинаковая (t0 = -7 С), из-за температуры воздуха в камерах. tв=+2..+5 С , то нагрузка на компрессор для этих камер хранения преобразуется в средние значение (с запасом).

Если для камер №1 и №2 Q0км=71 кВт, а для камер №7 и №8 Q0 км= 74,2 кВт, то среднее (с запасом кВт) Q0км= 75 кВт.

**7.1** Выбирается рабочий режим одноступенчатой холодильной установки для камеры хранения №1, №2 и №7, №8.

а) Температура кипения хладагента (R22) t0, известна из раздела «Тепловой расчет холодильника» и равна:

t0=tв-(7-10), 0С (7.1)

t0=3-10=-70C

б) Температура конденсации на 3-50С выше температуры воды, отходящей с конденсатора:

tк= tвд2 +(3-5), 0С (7.2)

где – температура воды выходящей из конденсатора равна +290С , т.к. это значение было найдено в разделе «Выбор расчетных параметров».

tк=29+3=320С

в) Температуру всасывания хладагента (R22) выбирается по формуле:

tвс= 15-250С (7.3)

tвс=180С

г) Холодопроизводительность (нагрузка на компрессор)

Q0км = 75 кВт

Режим работы: t0= -100С, tвс=+100С, tк=250С.

Строится цикл одноступенчатой холодильной машины в диаграмме i-lg P и находим параметры нужных точек.

lg , 3 2I  2

кПа +32

+18

4 -7 1 1I

i ,

кДж/кг

**Рис. 3** Цикл одноступенчатой холодильной машины

Значения параметров всех точек сводятся в таблицу 7.1.

Таблица 7.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ρ0,  кПа | ρк ,  кПа | i1, кДж/кг | i11, кДж/кг | i2, кДж/кг | i4, кДж/кг | ύ1 м3/кг |
| 395 | 1253 | 601,5 | 719 | 755 | 540 | 0,06 |
| 290 | 1100 | 698 | 716 | 750 | 505 | 0,09 |

Определяется:

1. Удельную массовую холодопроизводительность хладагента, кДж/кг

q0= i1-i4 , (7.1)

q0=601.5-540=61.5 кДж/кг

2. Действительную массу всасывающего пара, кг/с

mg =Q0 / q0 , (7.2)

mg = 75 / 61.5 = 1.22 кг/с

3. Действительную объемную подачу, м/с

Vд = mg \*ύ (7.3)

Vд = 1,22 \* 0,06 = 0.0732 м2/с

4. Индикаторный коэффициент подачи

λi = ((ρ0 – ▲ρвс ) / ρ0) – (с ((ρк +▲ρн) / ρ0 – (ρ0 - ▲ρв ) / ρ0)) (7.4)

где с=5% - метровое пространство в компрессоре.

λi = (395-5)/395 – 0,05 ((1253+10) / 395 –- (395 – 5) / 395))= 0,877

5. Коэффициент невидимых потерь для непрямоточных компрессоров.

λw1 = T0 / (Тк + 26), (7.5)

где и - температура кипения и конденсации по Кельвину.

λw1 = 266,1 / (305,1 + 26) = 0,8

6. Определяется коэффициент подачи компрессора.

λ = λi\*λw1 (7.6)

λ = 0.877 \* 0.8 = 0.7

7. Теоретическая объемная подача, м3/с

Vт = Vд / λ (7.7)

Vт = 0.0732 / 0,7 = 0,104 м3/с

8. Удельная объемная холодопроизводительность в рабочих условиях, кДж /м3

qύ = q0 / ύ1 (7.8)

qύ = 61,5 / 0,06 = 1025 кДж /м3

9. Удельная объемная холодопроизводительность в стандартных условиях

qон = 0,98- 505 = 193 кДж /кг

qон = 193 / 0,004 = 2144 кДж /кг

10. Коэффициент подачи компрессора в стандартных условиях

λн = λin \* λwн (7.9)

λн = 0.84 \* 0.8 = 0.672

11. Номинальная холодопроизводительность, кВт

Qон= Qо (qύн \* λн) / (q0 \* λ) (7.10)

Qон = 71 (2144\*0,672) / (1277,3 \* 0,7) = 115,2 кВт

12. Определяется адиабатная мощность, кВт

Na=mg (i2-i11) (7.11)

Na= 1.22 (755-719) = 44 кВт

13. Индикаторный коэффициент полезного действия

ήi= λw1+ bt0 (7.12)

где t0v - температура кипения,

в- эмпирический коэффициент для хладоновых машин и в= 0,0025.

ήi= 0,8 + 0,0025\*(-7) = 0,78

14. Индикаторная мощность, кВт.

Ni= Na / ήi (7.13)

Ni= 44 / 0,78 = 56,4 кВт

15. Мощность трения, кВт

Nтр= Vт\* ρтр (7.14)

где ρтр - удельное давление трения, кПа (для хладоновых непрямоточных машин = 19 - 34 кПа

Nтр= 0,104 \* 30 = 3,12 кВт

16. Эффективная мощность, кВт

Ne= Ni + Nтр (7.15)

Ne=56.4 + 3.12 = 59.52 кВт

17. Мощность на валу двигателя

Nдв= Ne (1,1-1,12) / ήn (7.16)

где ήn - берется от 0,96-0,98

Nдв= (59.52 \* 1.1) / 0.96 = 68.2

18. Эффективная удельная холодопроизводительность

Ее= Qо / Ne (7.17)

Ее= 75 / 59,52 = 1,26

19. Определяется тепловой поток в конденсаторе

Qк= mg (i2 – i3) (7.18)

Qк= 1.22 (755-540) = 262,3

Подбирается по таблице 5.4 (3). «Подбор одноступенчатого компрессора: 4-ре компрессора марки: ПБ-80 (поршневой без сальниковый работающий на R22 , на масле ХФ-22-24)

Технические характеристики ПБ-80:

Qо.н км = 84,9 кВт, Nэл=27,5 кВт, Vт=0,058 м3/с

Диаметр трубопроводов: Dу.вс = 80 мм, Dу.наг =70мм

Диаметр цилиндров76 мм, ход поршня 66 мм. Количество цилиндров у ПБ-80 – восемь.

Частота вращения вала 24,2 с-1 (1450 об/мин.).

Так как для камер хранения №3, №4 и камер хранения №5, №6 температуры кипения хладагента в приборах охлаждения (130) будет одинаковая (t0 = -100C), то нагрузку на компрессор для этих камер хранения преобразуется в среднее значение (с запасом кВт).

Если для камер №3 и №4 Q0км = 81кВт, а для камер №5 и №6 Q0км = 77кВт, то среднее для камер №5 и №6 Q0км = 81кВт

Выбирается рабочий режим первой холодильной установки для камер хранения №3, №4 и №5, №6.

а) Температура кипения хладагента (R22) t0 известна из раздела «тепловой расчет холодильника» а равна:

t0= tв – (7...10), 0С (7.19)

t0= 0-10 = -10 0С

1. Температура конденсации:

tк= tв2 + (3...5), 0С (7.20)

tк= 29 + 3 = 320 С

в) Температура всасывания t= -180С

г) Холодопроизводительность (нагрузка на компрессор)

Q0км=81 кВт

Строится цикл одноступенчатой холодильной машины в диаграмме i-lg P и находят параметры нужных точек.

lg , 3 2I  2

кПа +32

+18

4 -10 1 1I

i ,

кДж/кг

**Рис. 4** Цикл холодильной машины

Параметры тачек «заносим» в таблицу 7.2

Таблица 7.2

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ρ0,  кПа | ρк ,  кПа | i1, кДж/кг | i11, кДж/кг | i2, кДж/кг | i4, кДж/кг | Q1, м3/кг |
| 355 | 1267 | 621,6 | 719 | 756 | 540 | 0,075 |

Определяется:

q0 = i1- i4 , кДж /кг (7.21)

q0 = 621,6 – 540 = 81,6 кДж /кг

mg= Q0 / q0 , кг (7.22)

mg= 81/ 81,6 = 0,99 кг/с

Vд= mg \* ύ1 , м3/с (7.23)

Vд= 0,99 \* 0,075 = 0,074 м3/с

λi = ((ρ0 – ▲ρвс ) / ρ0) – (с ((ρк +▲ρн) / ρ0 – (ρ0 - ▲ρв ) / ρ0)) (7.24)

λi = ((355 – 5 ) / 355) – (0.05 ((1267 +10) / 355 – (355 - 5) / 355)) = 0,85

λw1 = T0 / (Tk +26) (7.25)

λw1 = 263,1 / (305,1 + 26) = 0,

λ= λi \* λw1 (7.26)

λ= 0,85 \* 0,8 = 0,68

Vт = Vд / λ , м3/с (7.27)

Vт = 0,074 / 0,68 = 0,11 м3/с

qύ = q0 \* ύ1 , кДж /кг (7.28)

qύ = 81,6 / 0,075 = 1088 кДж/ м2

Na = mg (i2- i11) , кВт (7.29)

Na = 0,99 (756-719) = 36,63 кВт

10. КПД

ήi = λw1 +bt0. (7.30)

ήi = 0.8+0.0025\*(-10)=0.775

Ni = Na / ήi , кВт (7.31)

Ni = 36,6 / 0,775 = 47,26 кВт

Nтр = Vт+qтр , кВт (7.32)

Nтр = 0,11\*30=3,3 кВт

Nе = Ni + Nтр , кВт (7.33)

Nе =47,26+3,3 =50,56 кВт

Nдв= Nе (1,1 -1,12) / ήnё (7.34)

Nдв=(50,56 \*1,1) / 0,96 = 58 кВт

Ее= Q0 /Ne (7.35)

Ee= 81 / 50,56 = 1,6

Qк= mg (i2-i3) (7.36)

Qк=0,99(756-540)=213,84 кВт

Подбирается по таблице 5.4 (3) « Подбор одноступенчатого компрессора» 4 компрессора марки: ПБ – 80 (поршневой бес сальниковый, работающий на R22 и на масле УФ22 – 24).

**8 РАСЧЁТ И ПОДБОР ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Аппараты бывают основные и вспомогательные. К основным относятся теплообменные: Конденсаторы, испарители, воздухоохладители.

Расчет теплообменных аппаратов сводится к определению площади теплообменной поверхности.

Конденсатор = теплообменный аппарат в котором происходит охлаждение и конденсация паров хладагента, в следствие отвода теплоты охлажденной водой или воздухом.

В расчете конденсаторов сначала определяется площадь теплопередающей поверхности и расхода воды с последующим выбором марки конденсатора и водяного насоса.

Для машин работающих на хладонах используют горизонтальные кожухотрубные конденсаторы с наружным оребрением труб.

Площадь теплопередающей поверхности находится по формуле:

F= Qк / k\*Өm, м3 (8.1)

где Qк – тепловой поток в конденсаторе, Вт;

k – коэффициент теплопередачи, вычисляется по уравнения или принимается по таблице 24(1) , Вт/ (м2\*К);

Өm – средний логарифмический температурный напор между хладагентами и теплоносителем.

Перед тем как найти площадь теплопередающей поверхности, найдем сначала по формуле:

Өm= (tw2-tw1) / 2,3lg (tk-tw1) / (tk-tw2) (8.2)

где tw1, tw2 и tk - температура воды на входе, выходе и температура конденсации даны в разделе «Выбор расчетных параметров»

Өm=(29-24) / 2,3 lg(32-24) / (32-29) = 5,120С

а) Из раздела «Расчет и подбор компрессора» для камер хранения №1, №2 и №7, №8 тепловой поток в конденсаторе определяется по формуле:

Qк = mg (I2- I3), кВт (8.3)

Qк =1,22 (755-540) = 262300 Вт

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора для компрессоров на камеры №1,№2 и №7,№8:

F = 262300 / (500\*5,12) = 102,46 м3

По таблице 20 (1) выбираются 4 конденсатора марки: КТР 65 с площадью теплопередающей поверхностью F= 62 м3 , длинна труб l=2м, диаметр D= 500 мм, число труб n=210, максимальная нагрузка 216 кВт. В конденсаторах применены медные накладные трубы диаметром 20\*3 мл.

Определяется объемный расход воды на конденсатор по формуле:

Vв = Qк / (Сw\*ρw\*(tw2-tw1)), м3/с (8.4)

где Сw – теплоемкость воды (Сw =4,19 кДж / (кг\*К));

ρw – плотность воды (ρw = 1000 кг/м3)

(tw2-tw1)= ▲ tвд – нагрев воды в конденсаторе, К.

Vв=262,3 /4,19\*1000(29-24) = 0,012\*102 м3/с,

Подбираются насосы не менее 4 , марки:

2к-20/30 с объемной подачей 0,84 м3/с напор 160 кПа, Nдв=4,3кВт, m=26кг.

Частота вращения электродвигателя 48,3 с-1

б) Рассчитывается площадь теплопередающей поверхности конденсатора, для компрессоров на камеры №3, №4 и №5, №6:

F=213840 /500\*5,12 = 83,53 м2

По таблице 20(1) подбираются 4 конденсатора марки:

КТР-50 с площадью теплопередающей поверхностью F=49,6 м2 , длинна труб l = 2,5 м, диаметром обечайки D=404мм, число труб n=135, максимальная нагрузка 178 кВт.

(2конденсатор для камер хранения №3, №4, а 2 конденсатора для камер №5, №6)

Определяется объемный расход воды на конденсатор:

Vв=213,84 / 4,19\*1000\*(29-24) = 0,0102\*103 м/с

Подбирается насосы не менее 4 , марки:

2к-20/30 с объемной подачей 0,81 м3/с , напор 160 кПа, Nдв=4,3кВт, m=26 n=48,3 с-1

**8.2 Расчет и подбор воздухоохладителей.**

ВО – прибор охлаждения воздуха в холодильных камерах, где непосредственно кипит жидкий хладагент (R22).

а) Рассчитывается воздухоохладители для камер хранения №1, №2 и №7, №8.

Определяется площадь теплопередающей поверхности по формуле:

F=Qоб / k\*Өm, м2 (8.5)

где Qоб – суммарная тепловая нагрузка на оборудование, кВт

k - коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт(м2\*к)

Өm - средний температурный напор между температурной воздуха в камере и t0 кипения хладагента (для хладагентов 6-100С)

F=80096 / 23,3\*10 = 343,76 м2

По таблице 5,16 (3) подбираем 10 воздухоохладителей марки ВОП-75 с площадью теплопередающей поверхности F=75м2

Для камер №1 и №2 выходит 5 воздухоохладителей и для камер №7 и №8 выходит тоже 5 воздухоохладителей.

Проверяется, достаточна ли объемная подача установленных вентиляторов:

Vв= Qоб / ρв (i1-i2), м3/с (8.6)

где ρв – плотность воздуха выходящего из воздухоохладителя, кг/ м3

i1- энтальпия входящего воздуха (при t=2 , i1=12)

i2- энтальпия выходящего воздуха (при t=0 , i2=8)

Vв=80 / 1,293 (12-8) = 15, 48 м3/с

Объемная суммарная подача со всех 10 воздухоохладителей (ВОП-75) составляет 16,2 м3/с , значит расход воздуха достаточен.

б) Рассчитывается воздухоохладители для камер хранения №3, №4 и №5, №6.

Определяется площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителей.

F= 88250 / 23,3\*10 = 378,75 м2

По таблице 5,16 (3) подбираем 10 тепловой поверхности по F=75м2 (с суммарной площадью 750 м2),

Nдв = 8,68 кВт, вместимостью по хладагенту 22 л.

Для камер №3 и №4 приходится 5 воздухоохладителей на камеры №5 и №6 тоже приходится 5 воздухоохладителей.

Проверяется, достаточна ли объемная подача установленных вентиляторов.

Vв= Qоб / ρв (i1-i2), м3/с (8.7)

где ρв – плотность воздуха выходящего из воздухоохладителя, кг /м2 (при t = -2, ρв= 1,303 кг/м2).

(i1-i2) – разность энтальпий входящего и выходящего воздуха воздухоохладителей, кДж/кг. По i-d диаграмме

при t=+10C , i1=10 кДж/кг;

при t= -20С, i2= 5,0 кДж /кг.

V= 88,25 / 1,303\*(1050) = 13,54 м3/с

Каждый воздухоохладитель оснащен двумя вентиляторами, обеспечивающий необходимый расход воздуха. С суммарным расходом воздуха со всех 10 воздухоохладителей 16,2 м3/с.

**9** **РАСЧЁТ И ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

К вспомогательному оборудованию относятся: трубопроводы, различные ресиверы, маслоотделители, маслосборники, воздухоотделители и др. различные сосуды и аппараты.

**9.1 Расчет и подбор трубопроводов**

Диаметры трубопроводов холодильных установок рассчитываются, исходя из общего расхода среды, проходящей по трубопроводу, с принятой скоростью ее движения.

а) Определяется внутренний диаметр труб для камер №1,№2 и №7,№8, по формуле:

α = 4mύ , м. (9.1)

Пώ

где m - расход хладагента через трубопровод, кг/с;

ύ - удельный объем хладагента, м3/кг;

ώ - скорость движения хладагента по трубопроводу м/с (по табл. 49(1) с методики «расчет и подбор трубопроводов»).

Строится цикл в диаграмме i-lg P и определяется параметры точек.

lg , 3 2I  2

кПа +32

+18

4 -7 1 1I

i ,

кДж/кг

**Рис. 5**

Параметры точек, заносятся в таблицу 9.1.

Таблица 9.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование трубопроводов | ύ, м3 | m, кг |
| Всасывающий | ύ 1= 0,06 | 1,22 |
| Нагнетательный | ύ 2 = 0,024 | 1,22 |
| Жидкостный | ύ 3= 0,001 | 1,22 |

Определяется диаметр всасывающего трубопровода:

αвс= 4\*1,22\*0,024 = 0,2928 = 78мм

3,14\*15 47,1

Определяется диаметр нагнетательного трубопровода:

α наг = 4\*1,22\*0,001 = 0,11712 = 50мм

3,14\*15 47,1

α ж = 4\*1,22\*0,001 = 0,00488 = 37,6мм

3,14\*1,1 3,454

По таблице 48 (1), подбирается медные бесшовные трубы.

Таблица 9.2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование труб | Dу, мм | DхS, мм | f, м2 | ύ\* 103, м3 | Масса 1м,  кг |
| Всасывающий | 80 | 89\*3,5 | 0,2790 | 5,28 | 5,28 |
| Нагнетающий | 50 | 57\*3,5 | 0,1790 | 1,96 | 4,62 |
| Жидкостный | 40 | 45\*2,5 | 0,1413 | 1,26 | 2,62 |

б) Определяется внутренний диаметр труб для камер №3, №4 и №5, №6 по формуле:

α = 4\*m\* ύ , м. (9.2)

П\*ώ

Строится цикл в диаграмме i-lg Р и определяются параметры точек.

lg , 3 2I  2

кПа +32

4 -7 1 1I

i ,

кДж/кг

**Рис. 6**

Параметры точек, заносятся в таблицу 9.1.

Таблица 9.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование трубопроводов | ύ, м3 | m, кг |
| Всасывающий | ύ 1= 0,75 | 0,99 |
| Нагнетательный | ύ 2 = 0,024 | 0,99 |
| Жидкостный | ύ 3= 0,001 | 0,99 |

Определяется диаметр всасывающего трубопровода:

αвс = 4\*0,99\*0,075 = 0,297 = 79 мм

3,14\*15 47,1

Определяется диаметр нагнетательного трубопровода:

αнаг = 4\*0,99\*0,024 = 0,095 = 45мм

3,14\*15 47,1

Определяется диаметр жидкостного трубопровода:

αжид = 4\*0,99\*0,001 = 0,00396 = 34мм

3,14\*1,1 3,454

По таблице 48(1) , подбираются медные бесшовные трубы:

Таблица 9.2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование  Труб | Dу,  мм | Dн \*s,  мм | f,  м2 | ύ\* 103, м3 | Масса 1м,  кг |
| Всасывающий | 80 | 89\*3,5 | 0,2790 | 5,28 | 5,28 |
| Нагнетающий | 50 | 57\*3,5 | 0,1790 | 1,96 | 4,62 |
| Жидкостный | 40 | 45\*2,5 | 0,1413 | 1,26 | 2,62 |

**9.3 Расчет и подбор линейного ресивера**

В без насосной, хладоновой, децентрализованной установке вместимость линейного горизонтального ресивера определяется по формуле:

Vл.р. = (1/2 …1/3) mg ύ3/ 0,8 м3/кг (9.3)

где (1/2… 1/3) mg – кол-во хладагента проходящего через ресивер, кг/ч; (1ч=60мин=3600с.)

ύ3 – удельный объем жидкости при tк , м3/кг.

а) Рассчитывается линейный горизонтальный ресивер для камер хранения №1,№2 и №7, №8.

Vл.р. = ½ \*1,22\*3600\*0,001 /0,8 = 2,745 м3

Подбираются линейные ресиверы марки 0,75 РД вместимостью 0,77 м3 (общая вместимость всех ресиверов составляет 6,16 м3).

Для камер №1 и №2 приходятся 4 линейных ресивера и для камер №7 и №8 тоже 4 линейных ресивера.

б) Рассчитывается линейный горизонтальный ресивер для камер хранения овощей №3,№4 и №5,№6.

Vл.р. = ½ \*3600\*0,001/0,8 = 2,23м3

Подбираются 6 линейных ресивера марки 0,75 РД вместимостью 0,77м3 , m=340кг (общая вместимость всех 6-ти линейных ресиверов состоит 4,62 м3).

Для камер №3 и №4 приходится 3 линейных ресивера и для камер №7 и №8 тоже 3 линейных ресивера.

**9.4 Подбор маслоотделителя**

Маслоотделитель служит для улавливания масла, уносимого из компрессора вместе с парами хладона (R22).

Подбираем маслоотделители по диаметру нагнетаемого трубопровода компрессора. При температуре кипения хладона t0=-7 , 0С

Маслоотделитель (Dн=50) подбирается марки 50 МА (для 8 компрессоров 8 маслоотделителей).

10 АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Работа холодильных машин и установок в автоматическом режиме – это одно из условий повышения эффективности и надежности эксплуатации холодильного оборудования и сокращения эксплуатационных расходов.

Автоматическое управление работой холодильных установок осуществляется посредством приборов автоматики, которые:

- регулируют количество поступающего в испаритель хладагента или хладоносителя;

- изменяют холодопроизводительность путем сокращения времени работы компрессора методом периодического его отключения и включения;

- отключают компрессор при создании аварийной ситуации.

Основные требования к автоматизации холодильной установки:

- обеспечение безопасной работы холодильной машины; поддержание соответствия между холодопроизводительностью и тепловой нагрузкой;

- стабилизация температуры промежуточного хладоносителя и охлаждаемой среды.

При выборе способов регулирования и средств контроля и управления необходимо учитывать особенности холодильной установки как объекта автоматизации.

Помещения, где установлены холодильные машины, относятся к взрывоопасным. Поэтому к ним предъявляют повышенные требования безопасности.

Резкие суточные и сезонные изменения тепловых нагрузок приводят к необходимости применения позиционного регулирования холодопроизводительности (включение и выключение компрессора). В небольших пределах холодопроизводительность можно регулировать с помощью дросселирования на всасывающем трубопроводе компрессора. При этом необходимо поддерживать уровень в ресивере подачи в в испаритель жидкого хладагента. Из-за взрывоопасности помещения для аварийной защиты компрессора отключается электродвигатель привода. Двигатель выключается при возникновении любого из следующих условий: понижении давления во всасывающей линии компрессора; повышении температуры или давления во всасывающей линии компрессора; нарушении подачи смазки; при отклонении уровня хладагента в испарителе, конденсаторе, ресивере или маслоотделителе.

При включении компрессора необходимо обеспечить защиту электродвигателя от перегрузки. Соединение нагнетательного трубопровода с всасывающим на время, необходимое для разгона электродвигателя до номинальной скорости вращения, является наиболее простым и надежным способом защиты электродвигателя компрессора.

Система сигнализации должна обеспечивать: подачу аварийного сигнала, т.е. зажигание табло с надписью «Авария» и включение красной лампочки и звонка при аварийной остановке компрессора; зажигание лампочки указывающей, какой из приборов защиты остановил компрессор, и «запоминание» этого сигнала, т.е. лампочка должна гореть при исчезновении опасного режима до момента устранения причины его возникновения.

Приборы и другие средства автоматизации располагаются по месту (на компрессорах, аппаратах и трубопроводах), на отдельных пультах управления и на главном щите управления.

Приборы дают сигналы о режиме работы на пульт и долее на главный щит, а с главного щита поступает команда на пуск и остановку электродвигателей.

**11 ПОДБОР ПРИБОРОВ АВТОМАТИКИ**

РDS – реле разности давлений всасывания и создаваемым компрессором. Двухблочное реле контролирует два давления, действующие не один микропереключатель. Прибор включает в себя узлы низкого и высокого давления. Тип реле Д220-11. Рабочая среда-хладон. Диапазон настройки прямого срабатывания ДНД 0,03-0,4 МПа, ДВД 0,7… 1,9 МПа. Диапазон зоны возврата: ДНД нижнее значение не более 0,04 МПа, вернее значение не менее 0,25 МПа. ДВД нерегулируемая, не более 2 МПа.

РDS – реле разности давления всасывания и нагнетания, предназначено для контроля и автоматической защиты компрессора от понижения разности давлений всасывания и нагнетания; Реле двухблочное, контролирует два давления действующие на один микропереключатель.

Тип реле Д-220-11, техническая характеристика которого приведена выше.

PS – реле давления, включает, отключает, сигнализирует. Предназначено для контроля и автоматической защиты конденсатора, когда давление воды выше допустимого предела, предусмотренного испытанием на прочность. Подбираем реле типа РД 1-01. рабочие среды: хладоны, воздух, вода, масло. Диапазон настроек: прямого срабатывания -0,03…+0,4 МПа, зоны возврата 0,04 МПа.

ТС – реле температуры для регулирования температуры объекта. Манометрическое, так как такое реле температуры получили наибольшее распространение. Оно предназначено для поддержания заданной температуры охлаждаемых объектов. Подбираем термореле типа ТР 1-02Х обыкновенное. Диапазон настроек: температуры срабатывания -20…+100С, зоны возврата 2,5…60С; длинной капилляра 0,6 или 3м; массой 0,8 кг.

PS – реле давления всасывания компрессора, предназначено для контроля и автоматической защиты, когда давление всасывания меньше расчетного. Подбираем реле низкого давления

типа РД-1-01 рабочей средой: хладон, воздух, масло, вода. Диапазон настроек: прямого срабатывания - 0,03…+0,4 МПа, зона возврата 0,04-0,25 МПа.

ТS – реле температуры, манометрическое, защищает компрессор от превышения верхнего предела температуры нагнетания. Подбираем реле типа ТР – ОМ 5-0,6. Диапазон настройки: температура срабатывания +55…+85оС, длиной капилляра 1,5; 2,5 или 4 м.

Р – прибор подсказывающий давление – манометр.

ТРВ – терморегулирующий вентиль, регулирует подачу холодильного агента в испаритель (воздухоохладитель), одновременно осуществляя дросселирование, т.е. понижает его давление и температуру. Подбираем ТРВ – 2 м.

СВ – соленоидный вентиль мембранный – автоматический запорный вентиль служащий для пропускания жидкостей (хладагента) по трубопроводам.

УС – электронное устройство, предназначенное для автоматического оттаивания испарителей (воздухоохладителей). Подбираем электронное устройство типа УЭ – 2, позволяющее автоматически оттаивать снеговую шубу с испарителя (ВО) и поддерживать заданную температуру в охлаждаемом объёме. Настройка температуры в охлаждаемом объёме от -35 до +15оС; периодичность сигнала оттаивания ВО – 4ч, 6ч, 8ч, 16ч, 24ч; длительность сигнала оттаивания ВО – 0,75; 1ч; 1,5ч; 2ч; 3ч.

**12 ИЗДЕРЖКИ ПРОИЗВОДСТВА И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ПРЕДПРИЯТИЯ**

В этом разделе определяется цеховая себестоимость единицы холода. Для проектируемых предприятий она является плановой калькуляцией, определяемая как сумма затрат по статьям перечисленным в таблице12.1.

На действующем предприятии составляется отчетная калькуляция по фактическим затратам, сравнение которой с плановой позволяет установить экономию или перерасход по отдельным статьям и наметить организационно – технические мероприятия по снижению себестоимости.

Таблица 12.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Статьи затрат | ед. изм. | Цена за  ед изм. | Кол-во | | Сумма | |
| На всю | На ед-цу | На всю | На ед-цу |
| Электроэнергия силовая | кВт\*ч/год | 0,65 | 1268400 | 0,5 | 824460 | 0,33 |
| Вода производств. | м3/год | 0,4 | 505152 | 0,2 | 202060 | 0,08 |
| Сырье и основные материалы | кг/год | 3,6  1,5 | 2108  559871 | 0,001  0,22 | 7588,8  8398080 | 0,003  3,33 |
| Зар/плата производств-ых рабочих | Руб/год | -- | -- | -- | 436897,7 | 0,17 |
| Начисление на зар/плату | Руб/год | -- | -- | -- | 20315,7 | 0,01 |
| Цеховые расходы | Руб | -- | -- | -- | 685200 | 0,27 |
| Итого цеховая себестоимость | Руб/лв | -- | -- | -- | 10574602 | 4,193 |

**12.1 Определение количества выработанного холода**

Определение выработанного холода в условных единицах в рабочих условиях.

Qраб = К \*Qо \*n/ 4,187 , кВт

где К – коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах; принимают в зависимости от температуры кипения хладагента К=1,05 при t=0 С,

Qо – холодопроизводительность компрессоров кВт,

n – время работы 1-го компрессора, кс

Qраб = 1,05х 680х19400/4,187= 3315061 кВт

Приведенная выработка холода по всему холодильнику определяется по формуле:

Q = Qраб\*Кн , кВт

где Кн – коэффициент перевода, принимают в зависимости от температуры кипения хладагента при t=-10С, Кн= 0,76

Q = 3315061 х 0,76= 2519446,3 кВт,

**12.2 Определение затрат на электроэнергию**

По данной статье рассчитывают затраты на силовую энергию для привода компрессоров, воздухоохладителей, а так же насосов.

Годовое потребление электроэнергии:

W= Nэ\*Кс\*n, (12.1)

где Nэ – номинальная мощность установленного электродвигателя, кВт;

Кс – коэф. Спроса = 0,7 ;

n – время работы оборудования, ч;

Годовое потребление электроэнергии компрессорами:

Wкм= 220\*0,7\*5400=831600 кВт\*ч/ год.

Годовое потребление Эл/энергии воздухоохладителями:

Wкм= 173,6\*0,7\*3000= 364560 кВт\*ч/ год

Годовое потребление Эл/энергии водяными насосами:

Wн.вод = 34,4\*0,7\*3000=72240 кВт\*ч/ год

Общее годовое потребление Эл/энергии:

W= Wкм+ Wн.вод, кВт\*ч/ год (12.2)

W=831600+364560+72240=1268400 кВт\*ч/ год

Общее годовое потребление эл/энергии на единицу холода определяется по формуле:

Wед.х= ΣW/ Q, кВт\*ч/ год. (12.3)

Wед.х= 1268400/ 2519446,3 = 0,5 кВт\*ч/ год.

Стоимость эл/энергии определяется по форуле:

Цэл= W\*0,65 (12.4)

Цэл= 1268400\*0,65=824460

Стоимость электроэнергии на единицу холода определяется по формуле:

Цэл.ед.х= 824460/ 2519446,3=0,33 кВт\*ч/ год.

**12.3 Определение затрат на воду**

Годовое потребление воды определяется по формуле:

Gвд= qвд\*Q0\*Z\*n/ 4.187 , м3/ год. (12.5)

где qвд - удельный расход воды;

Q0 - холодопроизводительность компрессора в рабочих условиях при определенной температуре кипения кВт,

Z – количество, одновременно работающих компрессоров при данной температуре кипения;

n – время работы компрессоров в год, кс

Gвд= 0,02\*680,8 19440/ 4,187= 505152 м3/ год.

Стоимость воды определяется по формуле:

Gвд = 505152/ 2519446,3 = 0,2 м3/ год.

Стоимость воды определяется по формуле:

Цвд= Gвд\*0,4= 202060 руб/ ч

Стоимость воды нп ед. холода определяется:

Цэл.ед.х= 202060/ 2519446,3= 0,08 руб/ ч.

**12.4 Определение затрат на пополнение системы хладагентом**

Эти расходы находятся в прямой зависимости от установленной холодопроизводственности компрессоров.

Годовой расход на пополнение системы хладагентом определяется по формуле:

Gа = Нр\* ΣQ0 ,кг/год. (12.6)

где Нр – норма расхода хладона на пополнение системы на 1 кВт.

Gа= 3.1\*680=2108 кг/год

Годовой расход хладона на пополнение системы на единицу холода определяется:

Ga ед.х =2108 кг/2519446,3 = 0,001 кг/год.

Стоимость хладона на пополнение определяется по формуле:

Ца = 3,6 \* Ga, руб/ год. (12.7)

Ца = 3,6\*2108 = 7588,8руб/ год.

Цена (R22) на единицу холода определяется по формуле:

Ца= 7508,8/ 2519446,3 = 0,003 руб/ч.

**12.5 Определение затрат на смазочные масла для холодильных машин**

Годовую потребность в смазочном масле на восполнение унос масла из компрессоров можно определить по формуле:

М= Σ(qм\*Z\*n) n/ n1 , кг/год. (12.8)

где qм – расход масла на один цилиндр;

Z – количество цилиндров;

n –количество часов работы компрессора в год;

n1 – нормативное время, через которое масло должно сменяться .

М= Σ(0,15\*64\*5400)5400/ 500 = 559872 кг/год

Годовая потребность в смазочном масле на единицу холода определяется:

Мед.хол= 559872/ 2519446,3 = 0,22 кг/год

Стоимость смазочного масло-восполнение уноса, определяется по формуле:

Цм= 15 М , руб/ год (12.9)

где 15 – стоимость 1 кг масла

Цм= 15\*559872 = 8398080 руб/ год

Стоимость смазочного масла на одну единицу холодильника определяется:

Цм.ед.хол= 8398080/ 2519446,3= 3,33 руб/ год.

**12.6 Заработная плата производственного персонала**

К производственному персоналу относятся начальник цеха, машинисты, помощники машинистов слесаря по ремонту оборудования (КиПиА).

Заработная плата начальника цеха рассчитывается по высшей часовой тарифной ставки . заработную плату производственных рабочих рассчитывают по каждому разряду на планируемый период с учетом премии за выполнение основных показателей плана. Рассчитанная для каждой категории производственных рабочих заработная плата суммируется.

Зм= 1,075\*Т τn k , руб/ год (12.10)

где Т - часовая тарифная ставка машиниста, руб.

τ – число часов работы за планируемый год, ч

n – число рабочих имеющий данный разряд, чел.

k – коэффициент, учитывающий премии за выполнение плановых показателей ; к=1,2

Заработная плата начальника цеха:

Знач.ц= 97446,8\*0,075=7308,5 руб

Знач. ц= 97446,8+7308,5=104755,3 руб

Заработанная плата нач. цеха ед, холода определяется:

Знач.ц.ед. хол = 104755,3+2519446,3=0,042 руб/кВт

Численность машинистов зависит от степени автоматизации установки, количеств обслуживаемых компрессоров и их холодопроизводительность, для обслуживания компрессоров с комплексной автоматизацией n=2 чел(5р, Т=12,6 руб).

Заработная плата старшего машиниста:

Зст.м=1,075\*12,6\*1957\*2\*1,2=63618,156 руб

Заработная плата (помощников старших машинистов) машинистов:

Змаш= 1,075\*11,153\*1957\*4\*1,2=112624,3 руб.

Заработная плата слесарей:

Численность слесарей принимают в зависимости от количества компрессоров, 4 слесаря (4р, Т=9,862 руб)

Зсл=1,075\*9,862\*1957\*4\*1,2=99588 руб.

Заработная плата слесарей КИПиА определяется: Зслес.кип=1,075\*11,153\*1957\*2\*1,2=56312 руб

Общая заработная плата составляет:

Зобщ = 104755,3+63618,156+112624,3+99588+56312= =436897,7 руб

Общая заработная плата на ед. холода определяется:

Зобщ.ед.х= 436897,7/ 2519446,3 = 0,17 руб/кВт

Начисление на заработную плату принимается в размере 4,65% к основной и дополнительной плате.

Нз= З\*4,65%\*436897,7\*0,0465=20315,7 руб

Начисление на заработную плату в единицу холода определяется:

Нз.ед.х = 20315,7/2519446,3=0,01 руб/кВт

Цеховые расходы.

На цеховые расходы составляют смету по основным статьям расхода, форма которой приведена в таблице.

**Цеховые расходы**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Статьи расхода | Единицы измерения | Сумма | На ед холода |
| Заработанная плата цехового персонола | Руб/год | 436897,7 | 0,17 |
| Начисления на заработанную плату 4,65% | Руб/год | 20315,7 | 0,01 |
| Амортизация оборудования | Руб/год | 381000 | 0,15 |
| Текущий ремонт | Руб/год | 190500 | 0,075 |
| Охрана труда | Руб/год | 36000 | 0,01 |
| Продолжение таблицы 2.2 | | | |
| Содержание зданий и оборудования | Руб/год | 126000 | 0,05 |
| Износ малоценного и быстро изнашивающего инвентаря | Руб/год | 32700 | 0, 01 |
| Прочие расходы | Руб/год | 5712 | 0,01 |
| Итого цеховые расходы | Руб/год | 1148125,4 | 0,45 |

Амортизационные отчисления составляют от 8 до 11,5% от стоимости оборудования и монтажа. Стоимость монтажных работ принимаются в размере 20%от стоимости оборудования. Кроме того, должны быть учтены расходы на упаковку и транспортирование оборудования в размере 7% от его стоимости.

А=(1,07Цоб+Цмонт)m (12.11)

где А – амортизаторные отчисления, руб;

1,07 – коэффициент, учитывающий расходы на упаковке и транспортирование оборудования;

Цоб –суммарная стоимость оборудования (300000 руб.)

Цмонт – стоимость монтажных работ составляет 20% от стоимости оборудования

m - норма амортизации отчислений (m=от 0,8 до 0,115).

А= (1,07\*3000000+0,2\*3000000)0,1= 381000 руб.

Амортизация оборудования на единицу холода:

Аед.х.= 381000/2519446,3= 0,15 руб./кВт

Расходы на текущий ремонт (Трем.) оборудования принемают до 50% от амортизационных отчислений. Расходы по охране труда (ОТед.) принимают из расчета 3000 руб. в год на одного работающего. Расходы на содержание зданий, сооружений, оборудования (Сз.о.) принимают до 1,5% от стоимости основных фондов.

Стоимость 1м3 здания с оборудованием (Сз...) дана в приложении 3,3[5].

Расходы на износ малоценного и быстроизнашивающегося инвентаря (И) должны составлять не более 10% от амортизационных отчислений. На прочие расходы (Пр) предусматривается до 0,5% от общей суммы цеховых расходов.

Суммарный расход по каждой статье делится на выработку холода. Полученные расходы на единицу холода складываются и составляют себестоимость производства единицы холода.

Текущий ремонт определяется по формуле:

Трем.= А\*0,5 руб/ год (12.12)

Трем=381000\*0,5=190500 руб/ год

Текущий ремонт на единицу холода определяется:

Трем.ед.х= Трем/ Q, руб/ кВт (12.13)

Трем.ед.х= 190500/ 2519446,3= 0,075 руб/ кВт

Охрана труда определяется:

От=3000\*12= 36000 руб.

Охрана труда на единицу холода:

ОТед.х= ОТ/ Q, руб/кВт (12.14)

ОТед.х= 36000/ 2519446,3 = 0,01 руб/кВт

Расходы на содержание зданий и оборудования принимают 1,5% от стоимости основных фондов,

Сз.о.= 0,015\* ОФ, руб (12.15)

где ОФ – стоимость основных фондов, руб

ОФ= Сз+Со., руб (12.16)

где Сз – стоимость здания, руб

Со – стоимость оборудования, руб

Сз = 3500\*Fстр (12.16)

где Fстр – строительная площадь камер, м2

Сз=2500\*2160=5400000руб

ОФ= 5400000+3000000=8400000

Сз.о= 0,015\*8400000=126000 руб/год

Содержание здание и оборудования на единицу холода:

Сз.о= Сз.о/ Q , руб (12.16)

Сз.о= 126000/2519446,3= 0,05руб/ кВт

Износ малоценного и изнашивающегося инвентаря составляет 10% от амортизации оборудования:

И= 0,1\*А ,руб (12.16)

И= 0,1\* 327000=32700 руб

Износ инвентаря на единицу холода:

Иед.х= И/ Q , руб/ кВт (12.16)

Иед.х = 32700/ 2519446,3= 0,01 руб/ кВт

Цеховые расходы вычисляются по формуле:

Цр= З+Нз+А+Трем+ОТ+Сз,о+И , руб (12.16)

Цр= 436897,7+20315,7+381000+190500+36000+ +126000+32700= 1191013,4 руб/год

Прочие расходы определяются по формуле:

Пр= 0,005 \*Цр (12.16)

Пр=0,005\*1191013,4 = 5955 руб/ год

Прочие расходы на единицу холода:

Пр.ед.х= Пр/ Q (12.16)

П

р.ед.х=5955/ 2519446,3 = 0,01 руб/ кВт

Общецеховые расходы составляют с прочими расходами:

Цр.общ= Цр+Пр (12.16)

Цр.общ = 1191013,4 +5955=1196968,4 руб

Общецеховые расходы на единицу холода:

Цр.общ.ед.х= 1196968,4 / 2519446,3= 0,47 руб/ кВт

Определется срок окупаемости:

То=Кв/ А (12.16)

То= 3000000/ 381000= 7,8 год.

Проектируемый холодильник будет работать малоэффективно, так как затраты на производство холода составляют 1196968,4 рублей. Срок окупаемости капитальных вложений составят 7,8 лет.

**13 ОХРАНА ТРУДА И ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ**

* 1. **Охрана труда**

Охрана труда – система правовых, технических и санитарных норм, обеспечивающих безопасные для жизни и здоровья трудящихся условия выполнения работы. Администрация обязана внедрять современные средства, технику безопасности, предупреждающие производственные средства, технику безопасности, предупреждающие производственный травматизм, и обеспечивать санитарно гигиенические условия, предотвращающие возникновения профессиональных заболеваний рабочих и служащих. В необходимых случаях бесплатно выдаются спецодежда и другие средства индивидуальной защиты, молоко лечебно-профилактическое питание.

Администрация предприятия обязана издавать безопасные условия труда и осуществлять постоянный контроль за соблюдением рабочими всех требований инструкций по охране труда производственной санитарии и личной гигиены.

Производственная санитария – это система организационных мероприятий и технических средств, предотвращающих или уменьшающих воздействие на работающих вредных производственных факторов.

Воздействие производственной среды на организм человека обуславливается физическими, химическими и биологическими факторами.

Физические факторы включают в себя относительную влажность и температуру, движение и барометрическое давление воздуха, радиоактивное и тепловое излечение, шум и вибрацию.

К химическим факторам относятся загазованность воздуха ядовитыми газами и токсичной пылью, неприятные запахи, агрессивные кислоты и щелочи.

Создание благоприятных условий метеорологических на рабочих местах во многом зависит от рационального устройства систем вентиляции, кондиционирования воздуха и отопление. По характеру действия подразделяют на приточную, вытяжную и приточно-вытяжную.

Приточная вентиляция применяется при необходимости замены воздуха в помещении чистым наружным воздухом, а также при необходимости исключить попадание загрязненного воздуха из других помещений.

Приемные устройства для забора наружного воздуха (проемы в стенах, воздухозаборные шахты) размещают в наименее загрязненной зоне производственной территории. Чистота подаваемого в помещение воздуха определяется требованием технологического процесса и содержанием в нем вредных веществ, не более 30%, от предельно допустимой концентрации для рабочей зоны.

Очистка наружного воздуха от пыли производится с помощью масляных, волокнистых, губчатых и электрических фильтров, Кратность вентиляции, а=3.

Вытяжная вентиляция предназначена для удаления из помещений загрязненного воздуха, избыточных тепло и влаго выделений. Выброс в атмосферу воздуха, содержащегося вредные вещества в воздухе, поступающим в помещения через проемы проточной вентиляции, не превышали 30% предельно допустимых концентраций вредных веществ в рабочей зоне. При определении мест установки воздухоприемников вытяжной вентиляции учитывают плотность вредных веществ и расположение источников избыточного тепла и влаги.

Для очистки загрязненного воздуха от пыли, дыма, тумана предусматривают гравитационные пылеуловители, инерционные пылеуловители сухого и мокрого типов, электрические фильтры и тканевые пылеуловители:

Кратность вентиляции, а=3.

Для помещений, в которых возможно внезапное выделение больших количеств вредных или взрывоопасных веществ предусматривают аварийную вытяжную вентиляцию.

Вытяжной воздуховод размещают на расстоянии 1м от пола. Кратность вентиляции, а=5.

В помещениях, где выделяются пожаро и взрывоопасные пары и газы, а так же пары и газы вредных веществ 1-3классы опасности производительность вытяжной вентиляции должна быть больше производительности приточной.

На холодильном транспорте и в малых холодильных установках преобладающим хладагентом является Хладон22 (R22) это тяжелый бесцветный газ с очень слабым специфическим запахом, который ощущается при содержании хладона в воздухе не более 20% от объема. Предельно допустимая концентрация паров R22 в воздухе производственных посещений равна 3000 мг\м3 . уровень шума не должен превышать 80 дбл.

Противохладоновая аптечка состоит из: нашатырного спирта, баллона с кислородной, спирта медицинского, стерильно перевязочных материалов и кровоостанавливающих средств, мази Вишневского, двууглекислой соды, деревянных лопаток для наложения мази, Валериановых каплей.

В посещениях рядом с установкой в застекленном шкафу должно находиться не менее 2-х пар перчаток и один изолирующий противогаз марки ИП-46 , защитные очки, аптечка.

Определение имеет утечки хладона.

Для определения применяют следующие основные способы: обмыливание, с помощью галоидных ламп, галоидным течеискателем.

Наиболее часто определение мест утечки хладона осуществляют с помощью пропановых галоидных ламп. Метод проверки основан на изменении цвета пламени сгораемого топлива. При отсутствии в воздухе паров хладона пламя отрегулированной лампы имеет светло-голубой цвет.

Нельзя курить рядом с установками.

**13.2 Охрана окружающей среды**

Охрана окружающей среды правовая система государственных мер, обеспечивающая рациональное использование, сокращение и воспроизводство природных ресурсов.

Охрана окружающей среды тесно связана с природопользованием.

Природопользование – общественно-производственная деятельность, направленная на удовлетворение материальных и культурных потребностей общества путем использования различных видов природных условий.

Интенсивное развитие народного хозяйства обострило проблему ораны

окружающей среды от промышленных загрязнений является частью социальной и государственной задачи охраны природы, включающей комплекс взаимосвязанных мероприятий.

Охрана природной среды для предприятий промышленности актуальна в связи с интенсификацией производства, наращиванием объемов выпуска продукции. Защита окружающей природной среды не предприятиях промышленности состоит из ряда законодательных актов и организационных мероприятий, организация обследования предприятий и выявление источников загрязнения, обучения в области охраны природы, планировочные мероприятия, а эффективная эксплуатация очистительных сооружений, рациональное использование воды.

Компрессоры работающие на хладагентах хлорфторуглеродах (R11, R12, R13, R115, R502 и другие) создают проблему, так как эти хладагенты разрушают озоновый слой земли, все это создает проблему их замены переходными (временными) хладагентами (R22, R123, R124, R141 b, R142 b) с низким потенциалом разрушения озонового слоя применение которых в соответствии с международным соглашением (Монреальский протокол 1987 года) возможно до 2030 года, а также озонобезопасными однокомпонентными хладагентами (R23, R32, R125, R134 a) и их смесями или природными веществами (R717, R744, R290, R600, R600 a).

Решение этой проблемы должно осуществляться с решением таких проблем как снижение затрат на производство, надежность, безопасность.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Дубцов Г.Г. Товароведение пищевых продуктов» - М. Мастерство: Высшая школа, 2001.
2. Евдокимова Г.М., Слевцов Л.И. «Автоматизация производственных процессов в мясной и молочной промышленности, Москва. 2000.
3. Колач С.Т. «Холодильное оборудование для предприятий торговли и общественного питания.
4. Курылев С.Е., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. «Холодильные установки» Политехника. Санкт-Петербург, 2000.
5. Лашутина Н.Г. «Холодильная техника в мясной и молочной промышленности». – 2-е издание – М.: Агропромиздат, 1989
6. Матвиенко И.В. «Основы холодильной техники и её применение в пищевой промышленности». Издательство ВГУ, Воронеж, 1976, с.168
7. Михайлов А.К. «Насосы холодильной техники»: Учебное пособие для вузов. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 240 с.
8. Михайлушкин А. И., Шлико П. Д. «Экономика» Москва, Высшая школа, 2000.
9. Свердлов Г.З. «Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха». – 2-е издание. Агропромиздат – М.: 1989.- 223 с.
10. Улейский Н. Т., Улейская Р.Н. «Холодильное оборудование» Ростов, на-Дону «Феникс» 2000.
11. Явнель Б.К. «Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха». – 3-е издание, - М.: Агропромиздат, 1989.

**ПРИЛОЖЕНИЕ**

**ИДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ**

**УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ**

Стоимость охлаждающей воды является одной из основных затрат при эксплуатации холодильной установки. Сократить расход воды позволяет повторное её использование после охлаждения. На холодильных установках применяют следующие типы охлаждающих устройств для воды: брызгательные бассейны, открытые градирни – брызгательные и капельные, вентиляторные градирни – брызгательные пленочные и капельные

**Брызгательные бассейны.** Такие бассейны представляют собой искусственные пруды, над поверхностью которых разбрызгивается воды с помощью форсунок, что увеличивает интенсивность охлаждения. Под трубами с форсунками располагается поддон из дерева или бетона высотой 0,5 – 1,0 м в виде прямоугольника. Тепловая вода подается в коллектор откуда далее вода попадает в распределительные трубы уложенные с уклоном 1о С в сторону движения воды.

Брызгательные бассейн размещают на открытом месте, на уровне земли, над конденсаторами или на крышке машинного отделения. Часто они компонуются с оросительными конденсаторами, и располагается над ними. Такие бассейны применяются в холодильных установках любой производительности, но чаще при объёмном расходе циркулирующей воды выше 100 м3/ч.

**Открытые градирни.** Для небольших и средних установок применяют открытые брызгательные градирни. Градирни представляют собой открытый бассейн, ограждённый жалюзийными решетками. Форсунки размешаются в верхней части на высоте 2-4 м. интенсивность брызгательных градирен выше, чем брызгательных бассейнов, так как разбрызгиваемая вода находится дольше в воздухе. Производительность этих градирен 0,3-100 кг/ охлажденной воды.

Для крупных установок с большим количеством циркулирующей воды целесообразно применять открытую капельную градирню – башню высотой 8-12 м, окруженную жалюзийной решеткой. Производительность открытых капельных градирен 1-400 кг/с охлаждаемой воды.

**Вентиляторные градирни.** Применяются в хладоновых установках любой производительности. Они значительно компактнее без вентиляторных. И их работа не зависит от ветра, так как процесс испарения воды в них интенсифицируется вентилятором. Такие градирни устанавливаются на крыше здания. Один из распространенных типов вентиляторов градирен пленочные. Вентиляторы могут быть отсасывающие и нагнетательные. Недостаток вентиляторной градирни повышение эксплуатационных расходов, связанные с расходами с электроэнергии на работу вентиляторов и их обслуживания.

Градирни пленочные вентиляторные марки ГПВ – предназначены для холодильных установок холодопроизводительностью до 1000 кВт.

Для крупных и средних холодильных установок выпускается вентиляторные секционные градирни. Градирни выполняют с отсасывающими и нагнетающими вентиляторами.

«Основные технические данные и удельные параметры охлаждающих устройств для воды, представлены в таблицах 25,26,27 /1/».