

###### Введение

Искусственный холод является неотъемлемой частью технической базы как промышленных так и пищевых предприятий. От состояния холодильного хозяйства во многом зависит развитие технического прогресса.

В целях повышения эффективности холодильного хозяйства, необходимо лучше использовать его основное производство (внедрение нового технологически прогрессивного холодильного оборудования, автоматизация холодильной установки, замена и модернизация устаревшего холодильного оборудования на современное).

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

Основным назначением холодильного предприятия в пищевой промышленности является создание условий, обеспечивающих сохранность скоропортящейся продукции животного и растительного происхождения. Эта задача может быть успешно решена созданием непрерывной холодильной цепи, т. е. комплекса технических средств, обеспечивающих непрерывное воздействие низких температур на скоропортящиеся продукты начиная с момента их производства (или заготовки) до их потребления.

Холодильник — это промышленное предприятие, предназначенное для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов. Теплота и влага наружного воздуха стремятся проникнуть в холодильник, что требует создания специальных ограждений для уменьшения проникновения теплоты и влаги внутрь помещений и разработки методов устранения вредных последствий этого яв­ления.

Большой объем перемещаемых грузов, и необходимость быстрой их раз­грузки требуют широкого применения транспортных средств.

К холодильникам предъявляются высокие санитарные требования.

Холодильники можно классифицировать по назначению. Каждый тип холодильника имеет свои особенности, которые приходится учитывать при проектировании и эксплуатации.

Эта классификация наиболее полно отражает особенности работы холодильников и их оборудования.

**1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА**

В данном дипломном проекте разработан проект холодильной установки хладокомбината ёмкостью 7500 т расположенном в городе Новосибирске.

Новосибирск — [третий по численности населения](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B4%D0%B0_%D0%A0%D0%BE%D1%81%D1%81%D0%B8%D0%B8_%D0%BF%D0%BE_%D1%87%D0%B8%D1%81%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D1%81%D1%82%D0%B8_%D0%BD%D0%B0%D1%81%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D1%8F) и [тринадцатый по занимаемой площади](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A1%D0%BF%D0%B8%D1%81%D0%BE%D0%BA_%D0%B3%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B4%D0%BE%D0%B2_%D0%A0%D0%BE%D1%81%D1%81%D0%B8%D0%B8_%D1%81_%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%80%D0%B8%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B8%D0%B5%D0%B9_%D0%B1%D0%BE%D0%BB%D1%8C%D1%88%D0%B5_100_%D0%BA%D0%B2%D0%B0%D0%B4%D1%80%D0%B0%D1%82%D0%BD%D1%8B%D1%85_%D0%BA%D0%B8%D0%BB%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B2) город [России](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A0%D0%BE%D1%81%D1%81%D0%B8%D1%8F), имеет статус [городского округа](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B4%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B9_%D0%BE%D0%BA%D1%80%D1%83%D0%B3).

Административный центр [Сибирского федерального округа](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A1%D0%B8%D0%B1%D0%B8%D1%80%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B9_%D1%84%D0%B5%D0%B4%D0%B5%D1%80%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D1%8B%D0%B9_%D0%BE%D0%BA%D1%80%D1%83%D0%B3), [Новосибирской области](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%81%D0%B8%D0%B1%D0%B8%D1%80%D1%81%D0%BA%D0%B0%D1%8F_%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B0%D1%81%D1%82%D1%8C) и входящего в её состав [Новосибирского района](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%81%D0%B8%D0%B1%D0%B8%D1%80%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B9_%D1%80%D0%B0%D0%B9%D0%BE%D0%BD);

Город является центром [Новосибирской агломерации](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%81%D0%B8%D0%B1%D0%B8%D1%80%D1%81%D0%BA%D0%B0%D1%8F_%D0%B0%D0%B3%D0%BB%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%86%D0%B8%D1%8F) — крупнейшей в Сибири.

Торговый, деловой, культурный, промышленный, транспортный и научный центр федерального значения.

Основан в 1893 году, статус города получил в 1903 году. Численность населения — 1 584 138 чел. (2016).

Город расположен рядом с [водохранилищем](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%81%D0%B8%D0%B1%D0%B8%D1%80%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B5_%D0%B2%D0%BE%D0%B4%D0%BE%D1%85%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D0%BB%D0%B8%D1%89%D0%B5), образованным плотиной [Новосибирской ГЭС](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%81%D0%B8%D0%B1%D0%B8%D1%80%D1%81%D0%BA%D0%B0%D1%8F_%D0%93%D0%AD%D0%A1).

Городская территория занимает площадь, равную 505,62 км² (50 562 га).

Новосибирск находится в [континентальной климатической](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%82%D0%B8%D0%BD%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D1%8B%D0%B9_%D0%BA%D0%BB%D0%B8%D0%BC%D0%B0%D1%82) зоне; среднегодовая [температура](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D0%B5%D0%BC%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82%D1%83%D1%80%D0%B0) воздуха +1,2 °C. Для города характерны большие колебания среднемесячных (38 °C) и абсолютных (88 °C) температур воздуха. Средняя температура воздуха в январе −16 °C, в июле +19 °C. Преобладают ветры западного, юго-западного и южного направлений. Годовая величина относительной влажности воздуха 76%.

Пищевая и перерабатывающая промышленность Новосибирской области за 2015 год. В сфере переработки и производства продуктов питания Новосибирской области осуществляют деятельность 1532 предприятия и территориальные подразделения с общей численностью работающих более 29 тыс. человек.

Доля производства пищевых продуктов  в общем объеме отгруженной продукции обрабатывающих производств области занимает первое место и составляет 30,7%.

За 2015 год объем отгруженных товаров собственного производства, выполненных работ и услуг предприятиями пищевой и перерабатывающей промышленности области составил 111 млрд. руб., что на 9,7% больше уровня 2014 года. Индекс производства пищевых продуктов в 2015 году к уровню 2014 года составил – 98,7%.Достигнута положительная тенденция в промышленной переработке,  увеличилось производство: мясо птицы на 17,8%, мясных полуфабрикатов на 11,3%, масла сливочного на 4,1%, сыров и сырных продуктов на 8,1%, муки на 58,7%, крупы на 29,9%, макаронных изделий на 19,2%, комбикормов на 8,2% и составило, соответственно, - 62,9 тыс. тонн; 30 тыс. тонн; 4,7 тыс. тонн; 2,9 тыс. тонн; 148,7 тыс. тонн; 24,1 тыс. тонн; 6,9 тыс. тонн; 294 тыс. тонн. За 2015 год в молокоперерабатывающей промышленности к 2014 году увеличилось производство: сыра и сырных продуктов (108,1%), масла животного (104,1%), кроме цельномолочной продукции (93,5%), что не отразилось на обеспечении молочной продукцией населения. Индекс производства  молочной промышленности за 2015 год к уровню 2014 года составил 101,9%.Предприятиями мукомольно-крупяной промышленности области выработано: 148,7 тыс. тонн муки (158,7%), 24,1 тыс. тонн крупы (129,9%), 294 тыс. тонн комбикормов (108,2%). На рост производства муки повлияло восстановление производства на ЗАО «Новосибирский мелькомбинат №1»  в сентябре 2015 года, где  было выработано муки – 57,7 тыс. тонн (249% к уровню 2014 года). Индекс производства продуктов мукомольно-крупяной промышленности за 2015 год составил 132,3% к уровню 2014 года.  
По производству прочих пищевых продуктов индекс производства за 2015 год составил 92,5%. Снижение индекса промышленного производства произошло, из-за уменьшения производства: хлеба и  хлебобулочных изделий (97,3%), кондитерских изделий (98,8%), рыбных изделий (90,3%), плодоовощных консервов (78,6%), майонеза (98,9%), воды минеральной и газированной (91,2%), это не повлияло на обеспечение населения данными продуктами.  
Предприятиями пищевой и перерабатывающей промышленности области на модернизацию производства с применением инновационных технологий по глубокой переработке сырья, предъявляются более жесткие требования к упаковке продукции, обеспечивается полная достоверность информации о продукции для потребителя. В 2015 году освоено инвестиций в основной капитал  около 3,2 млрд. руб., что на 10,3% больше  уровня 2014 года.

Исходя из высокого уровня развития пищевой промышленности, строительство хладокомбината в данном регионе целесообразно.

Для холодильной обработки скоропортящихся пищевых продуктов в холодильных камерах необходимо поддерживать требуемые температурные режимы:

— при замораживании: *t* ***кам***= –30 оC;

— при хранении замороженных продуктов: *tкам*= –20оC;

— универсальные камеры *tкам* = 0/–20оC.

— при хранении охлажденных продуктов: *tкам*= 0оC;

Предполагается, что необходимые температурные режимы в камерах холодильника будут поддерживаться с помощью аммиачной насосно-циркуляционной системы непосредственного охлаждения холодильного агента. Применение насоса и циркуляционного ресивера усиливает циркуляцию жидкого холодильного агента, что повышает эффект саморегулирования подачи, увеличивает значение коэффициента теплопередачи, равномерное распределение хладагента по приборам охлаждения.

Предполагаемая система охлаждения данного проекта позволит снизить эксплуатационные и энергетические затраты.

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

В проектируемой установке применим воздухоохладители. Воздухоохладители установлены в камерах хранения замороженных продуктов, универсальных камерах, так как эти камеры могут работать в двух режимах, как камеры хранения охлаждённых продуктов, так и как камеры хранения замороженных продуктов, так же на данном предприятии предусмотрены камеры замораживания продуктов. Воздухоохладители характерны интенсивной циркуляцией воздуха.

В проектируемой установке предполагается применить вертикальный кожухотрубный конденсатор, который будет располагаться вне компрессорного цеха данного предприятия.

В систему воздухоотделения предполагается включить аппарат с пери- одическим процессом удаления воздуха АВ-4. Особенностью автоматизации выпуска воздуха в этом воздухоотделителе является отсутствие электрических приборов.

Учитывая, что принятые во внимание тенденции, наметившиеся в холодильной технике и основные требования к системе охлаждения, предполагается что принятые типы оборудования будут наиболее эффективны, целесообразны и экономически выгодны для проектируемого хладокомбината в городе Новосибирске.

**2. КОНСТРУКТОРСКО–ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.**

**2.1 Расчет и выбор планировки холодильника.**

Холодильник хладокомбината состоит из следующих основных частей: главного корпуса, включающего охлаждаемый склад с теплоизолированными наружными ограждениями, блок служебных помещений машинное отделение, примыкающие к одной из торцевых стен охлаждаемого склада , а также автомобильную и железнодорожную платформы, примыкающие к охлаждаемому складу с южной и северной сторон соответственно.

Принимаем одноэтажную планировку холодильника. Преимущества одноэтажного холодильника - высокий уровень механизации погрузочно–разгрузочных работ, позволяющих значительно уменьшить стоимость проведения грузовых работ. Использование сборных унифицированных железобетонных конструкций позволяет сократить время строительства.

Наружные стены из железобетонных плит. Размер сетки колонн в охлаждаемом помещении 6х18 м, в компрессорном цехе 6х18, ширина транспортного коридора составляет 6 м.

Основную площадь холодильника занимают хранения замороженной продукции – 75%,универсальные–25% от общей ёмкости холодильника, камеры хранения охлажденной продукции-10%.

Суточное поступление продукции на замораживание –0,3%, от общей ёмкости холодильника.

Емкость камер хранения замороженной продукции, т.,

определяем по формуле :

,

,

Емкость камер хранения охлажденных продукции, т.,

определяем по формуле :

,

,

Емкость камер с универсальным t режимом т., определяем по формуле :

,

,

Суточное поступление продукции на замораживание, т/сут.

определяем по формуле:

,

,

Грузовой объем камер хранения замороженной продукции, ,

определяем по формуле

,

,

где ,норма загрузки единицы объема, т/м3.

Грузовая площадь камер хранения замороженной продукции *Fгр.хр.охл.прод.*., м2, определяем по формуле (1) :

, (1)

где *h гр*. – грузовая высота камеры , м ;

,

Строительная площадь камер хранения замороженной продукции *Fст.хр.охл.прод.*., м2, определяем по формуле (2):

, (2)

где ** – коэффициент использования строительной площади камеры.

,

Число строительных прямоугольников n, определяем по формуле (3) :

, (3)

где  *Fст.хр.охл.прод.* – строительная площадь камер , м2 ;

*f* – строительная площадь одного прямоугольника при принятой сетки колонн, м2 .



Принимаем 34 строительных прямоугольников.

Грузовой объем камер с универсальным t режимом, ,

определяем по формуле

,

,

где ,норма загрузки единицы объема, т/м3.

Грузовая площадь камер с универсальным t режимом *Fгр.кам.унив.прод.*., м2, определяем по формуле (1):

,

где *h гр*. – грузовая высота камеры , м ;

,

Строительная площадь камер с универсальным t режимом *Fст.кам.унив.прод.*., м2, определяем по формуле (2) :

,

где ** – коэффициент использования строительной площади камеры.

,

Число строительных прямоугольников n, определяем по формуле (3):

,



Принимаем 7 строительных прямоугольников.

Грузовой объем камер хранения охлажденных продукции, , определяем по формуле

,

,

где ,норма загрузки единицы объема, т/м3.

Грузовая площадь камер хранения охлажденных продуктов *Fгр.хр.охл.прод.*., м2, определяем по формуле (1) :

,

где *h гр*. – грузовая высота камеры, м ;

,

Строительная площадь камер хранения охлажденных продуктов *Fст.хр.охл.прод.*., м2, определяем по формуле (2) :

,

где ** – коэффициент использования строительной площади камеры.

,

Число строительных прямоугольников n, определяем по формуле (3) :

,



Принимаем 5 строительных прямоугольников.

Грузовой объем камеры замораживания суточного поступления продукции, ,

определяем по формуле

,

,

где ,норма загрузки единицы объема, т/м3.

Грузовая площадь камеры замораживания суточного поступления продукции *Fгр.сут.кам.зам..*., м2, определяем по формуле (1):

,

где *h гр*. – грузовая высота камеры , м ;

,

Строительная площадь камеры замораживания суточного поступления продукции *Fст.сут.кам.зам*, м2, определяем по формуле (2) :

,

где ** – коэффициент использования строительной площади камеры.

,

Число строительных прямоугольников n, определяем по формуле (3):

,



Принимаем 1 строительный прямоугольник.

Длину автомобильной платформы La, м,рассчитаем по формуле

 (4)

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

ba - ширина кузова автомашины, м, ba = 3 м;

ψпер. – доля от общего числа машин, прибывающих в течении

первой смены, ψпер = 0,6;

m - коэффициент неравномерности прибытия автомобилей по

отношению к их среднечасовому количеству, m = 1,5;

τ - время загрузки или разгрузки одного автомобиля, τ = 0,5 ч.

Число автомашин, которые должны прибывать за сутки рассчитаем по формуле

 (5)

где Ga - максимальное количество груза в сутки, перевозимого из холодильника, тонн;

ga – грузоподъемность автомобиля, ga = 3 т ;

ηисп – коэффициент использования грузоподъемности автомобиля, η = 0,75.

Максимальное количество груза в сутки, перевозимого из холодильника Ga, т, рассчитаем по формуле

 (6)

 (7)

 (8)

где Е – емкость холодильника, тонн;

В – оборачиваемость, В = 5;

 – коэффициент неравномерности выпуска груза,  = 1,2;

– коэффициент неравномерности поступления груза, =2.



,





Принимаем na =85 автомобиля в сутки.



Принимаем длину автомобильной платформы La=14,3м.

Длину железнодорожной платформы *Lжд*, м,рассчитаем по формуле :

, (9)

где *nваг*– число вагонов, которые должны прибывать за сутки;

*lваг*– длинна вагона, м, *lваг*= 20 м;

*mваг*– коэффициент неравномерности подачи вагонов, *m* = 1.5;

*П* – число подач вагонов в сутки, *П* = 3.

Число вагонов *nваг*, шт., которые должны прибывать за сутки рассчитаем по формуле:

, (10)

где *Gжд* - максимальное количество груза в сутки, перевозимого из холодильника, тонн;

*gваг* - грузоподъемность вагона, *gваг*= 40 тонн.

Максимальное количество груза в сутки, поступающего в холодильник по железной дороге *Gжд*, т, рассчитаем по формуле:

, (11)

,



принимаем *nваг* = 3 вагона в сутки.



Принимаем длину железнодорожной платформы такой, чтобы желез–нодорожная платформа могла вместить за один раз секцию, состоящую из пяти вагонов, то есть *Lжд* = 114 м.

**2.2 Выбор строительной конструкции здания и расчет толщины теплоизоляционного слоя ограждений**

Принимаем, что здание холодильника - каркасного типа из унифици- рованных сборных железобетонных элементов; колонны сечением 400х400 мм, стропильные балки односкатные длиной 12 м и высотой 890 мм. Высота камер до низа балки 6 м. Покрытие бесчердачного типа. Кровельные плиты длиной 6 м и толщиной полки 220 мм. Полы с электрообогревом грунта.

Принимаем, что все наружные стены здания выполнены из вертикальных железобетонных панелей конструкции с утеплителем из пенопласта полистирольного ПСБ-С.

Для расчета толщины теплоизоляционного слоя ограждений необходимо знать температуру воздуха внутри камер, а для наружных стен - еще и среднегодовую температуру наружного воздуха. Среднегодовую темпера-туру наружного воздуха принимаем для г. Новосибирска равной 1,2°С,

Толщину теплоизоляционного слоя ограждения рассчитываем для всех камер.

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

**2.2.1 Покрытие охлаждаемых камер**.

Таблица 2.1Состав покрытия охлаждаемых помещений

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Документ2в | №  слоя | Наименование и  материал слоя | Толщина  δ, м | Коэффи-циент теп- лопровод- ности λ, Вт/(мК) |  |
| 1 | 5 слоев гидроизола на битумной мастике | 0,012 | 0,3 | 0,079 |
| 2 | Стяжка из бетона по металлической сетке | 0,040 | 1,86 |
| 3 | Пароизоляция (слой пергамина) | 0,001 | 0,15 |
| 4 | Теплоизоляция из пенопласта полистирольного ПСБ-С | Требуется  определить | 0,05 |
| 5 | Железобетонная плита покрытия | 0,035 | 2,04 |

В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию покрытия в камере хранения мороженной продукции. Требуемый коэффициент теплопередачи покрытия =0,22 Вт/(м2·К) . Коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности принимаем =9 Вт/(м2·К),

=23 Вт/(м2·К).

Необходимую толщину теплоизоляционного слоя , м, рассчитаем по формуле (12) :

 (12)

где - коэффициент теплопроводности изоляционного слоя конструкции, Вт/(м·К);

- требуемый коэффициент теплопередачи, Вт/(м2·К);

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

- толщина i-го слоя конструкции ограждения, м;

- коэффициент теплопроводности i-го слоя конструкции ограждения, Вт/(м2·К);

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



Принимаем толщину изоляционного слоя 225 мм.

**2.2.2 Полы охлаждаемых помещений**.

Теплоизоляцию полов всех камер принимаем одинаковой. Состав пола показан в таблице 2.2. В качестве расчетной конструкции принимаем конструкцию пола в камерах хранения мороженых продуктов = -20°С.

Таблица 2.2Состав пола охлаждаемых помещений

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Документ3а | №  слоя | Наименование и материал слоя | Толщина δ, м | Коэффи- циент- теплопро- водности λ, Вт/(мК) |  |
| 1 | Монолитное бе- тонное покрытие из тяжелого бетона | 0,040 | 1,86 | 2,43 |
| 2 | Армобетонная стяжка | 0,080 | 1,86 |
| 3 | Пароизоляция (1 слой пергамина) | 0,001 | 0,15 |
| 4 | Плитная теплоизоляция (пенопласт по- листирольный ПСБ-С) | Требуется определить | 0,05 |
| 5 | Цементно-пес- чаный раствор | 0,025 | 0,98 |
| 6 | Уплотненный песок | 1,35 | 0,58 |
| 7 | Бетонная подготовка с электро- нагревателями | — | — |

Требуемый коэффициент теплопередачи пола =0,21 Вт/(м2·К), [27]:

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

.

Коэффициент теплопроводности изоляционного слоя конструкции принимаем по таблице 2.2 

Требуемую толщину изоляционного слоя , м, рассчитаем по формуле (12)



Принимаем толщину изоляционного слоя 125 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой то определяем действительное значение коэффициента теплопередачи , Вт/(м2·К), по формуле (13):



**2.2.3 Внутренние стены.**

Принимаем, что стены между охлаждаемыми помещениями и грузовым коридором выполнены из керамзитобетонных панелей 240 мм с теплоизоляцией из плит пенопласта полистирольного марки ПСБ-С. Состав внутренней стены показан в таблице 2.3.

Таблица 2.3 Состав внутренней стеновой панели

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Внутреняя%20перегородка | №  слоя | Наименование и материал слоя | Толщина δ, м | Коэффи- циент теплопро- водности λ, Вт/(мК) |  |
| 1 | Панель из керамзито- бетона (ρ = 1100кг/м3) | 0,240 | 0,47 | 0,543 |
| 2 | Пароизоляция (2 слоя гидроизола на битумной мастике) | 0,004 | 0,30 |
| 3 | Теплоизоляция из пе- нопласта полистироль ного ПСБ-С | Требуется определить | 0,05 |
| 4 | Штукатурка сложным раствором по метали- ческой сетке | 0,020 | 0,98 |

**2.2.4 Внутренние перегородки.**

Принимаем, что все внутренние перегородки между камерами выполнены железобетонными толщиной 80 мм с теплоизоляционными плитами из пено- пласта полистирольного марки ПСБ - С. Состав стены показан в таблице 2.4. Толщину теплоизоляционного слоя принимаем в зависимости от температур в камерах разделяемых перегородкой.

Таблица 2.4Состав внутренней перегородки

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Внутреняя%20перегородка | №  слоя | Наименование и материал слоя | Толщина δ, м | Коэффи- циент теплопро- водности λ, Вт/(мК) |  |
| 1 | Наружный слой из тяжелого бетона | 0,080 | 1,86 | 0,076 |
| 2 | Пароизоляция (2 слоя гидроизола на битумной мастике) | 0,004 | 0,30 |
| 3 | Теплоизоляция из пенопласта полис- тирольного ПСБ-С | Требуется  определить | 0,05 |
| 4 | Штукатурка слож- ным раствором по металлической сетке | 0,020 | 0,98 |

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов тепло- передачи ограждаемых конструкций определяем по формулам 2.12, 2.13 и сводим в таблицу 2.5.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

**2.2.5 Наружные стены**

Таблица 2.5 Состав наружной стеновой панели

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | №  слоя | Наименование и материал слоя | Толщина δ, м | Коэффи- циент теплопро- водности λ, Вт/(мК) |  |
| 1 | Штукатурка сложным раствором по метали- ческой сетке | 0,020 | 0,98 | 0,108 |
| 2 | Теплоизоляция из пенопласта полистирольного ПСБ-С | Требуется определить | 0,05 |
| 3 | Пароизоляция (2 слоя гидроизола на битумной мастике) | 0,004 | 0,30 |
| 4 | Наружный слой из тяжелого бетона | 0,140 | 1,86 |

В качестве расчетной конструкции наружных стен принимаем конструкцию стен в камерах хранения замороженных грузов = -20°С. Требуемый коэффициент теплопередачи покрытия =0,23 Вт/(м2\*К).

Необходимую толщину теплоизоляционного слоя , м, рассчитаем по формуле (12):



Принимаем толщину изоляционного слоя 225 мм (два слоя по 100мм). Поскольку принятая толщина теплоизоляции не значительно отличается от требуемой действительное значение коэффициента теплопередачи  Вт/(м2К) принимаем равным =0,21 Вт/(м2К)

Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов тепло- передачи ограждаемых конструкций определяем по формулам 12 , 13 и сводим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 Результаты расчетов толщины теплоизоляции и коэффициентов теплопередачи ограждаемых конструкций

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ограждение |  | Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м2К) | |  | Толщина теплоизо-ляционного слоя, мм | | Коэффи- циент теплопере-дачи, Вт/(м2К) | |
|  |  |
|  |  |  |  |
| Покрытие камер хранения замороженной продукции | -20 | 9 | 23 | 0,079 | 215 | 225 | 0,22 | 0,22 |
| Полы камер хранения замороженной продукции | -20 | 7 | 0 | 2,43 | 110 | 125 | 0,21 | 0,19 |
| Наружная стена камер хранения замороженной продукции | -20 | 9 | 23 | 0,108 | 224 | 225 | 0,23 | 0,23 |
| Наружная стена камер охлаждения и хранения охлажденной продукции | 0 | 9 | 23 | 0,108 | 110 | 125 | 0,23 | 0,36 |
| Перегородка между камерой замораживания и универсальной камерой при t=0. | -30 | 11 | 9 | 0,076 | 178 | 200 | 0,26 | 0,245 |
| Внутренняя стена камер охлаждения и хранения охлажденной продукции | 0 | 9 | 23 | 0,543 | 74 | 75 | 0,46 | 0,46 |
| Внутренняя стена камер хранения замороженной продукции. | -20 | 9 | 8 | 0,543 | 143 | 150 | 0,28 | 0,28 |
| Перегородка между камерами охлаждения и хранения охлажденной продукции. | 0 | 9 | 9 | 0,077 | 71 | 75 | 0,58 | 0,55 |

**2.3 Расчет теплопритоков в охлаждаемых помещениях холодильника**

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

При определении этой нагрузки учитывают следующие теплопритоки:

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

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

Нагрузку на камерное оборудование  (в кВт), определяют как сумму всех теплопритоков в данную камеру, так как камерное оборудование должно обеспечить отвод теплоты при самых неблагоприятных условиях по формуле (14):

 (14)

В холодильниках с большим числом камер полный расчет теплопритоков можно выполнить только для нескольких наиболее характерных камер, а для остальных камер теплопритоки можно рассчитывать по удельным нагрузкам, отнесенным на 1м2 пола, полученным в результате расчета характерных камер.

Одновременно с балансом теплопритоков имеет место и баланс влага поступлений в камеру и влага отвода из нее в виде росы или снеговой шубы, выпадающих на теплопередающей поверхности приборов охлаждения. Однако это бывает необходимо и при проектировании холодильников и камер для хранения фруктов и овощей.

**2.3.1 Расчет теплопритоков через ограждающие конструкции**

Теплопритоки через ограждающие конструкции  определяют по формуле (15):

 (15)

где - теплоприток через ограждающие конструкции, кВт;

- теплоприток от солнечной радиации, кВт.

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

Теплоприток через стены, перегородки, перекрытия или покрытия  (в кВт) рассчитаем по формуле (16):

 (16)

где  - расчетная площадь поверхностей ограждения, м2;

 - расчетная разность температур между температурой воздуха с наружной стороны ограждения и температурой воздуха внутри охлаждаемого помещения (Температурный напор), °С рассчитывается по формуле (17):

 (17)

При расчете теплопритоков через внутренние ограждения, выход в не- охлаждаемые помещения (коридоры, вестибюли, тамбуры) температурный напор  принимают как часть расчетной разности температур для наружных стён:

* если эти помещения сообщаются с наружным воздухом

 (18)

* если не сообщаются с наружным воздухом

 (19)

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревающие устройства (в кВт), рассчитываем по формуле (20):

 (20)

где - действительный коэффициент теплопередачи конструкции пола, ;

- средняя температура поверхности устройства для обогрева грунта (при электрообогреве грунта принимают )

Теплоприток от солнечной радиации через наружные стены и покрытия холодильников  (в кВт) рассчитываем по формуле (21):

 (21)

где - площадь поверхности ограждения, облучаемой солнцем, м2;

- избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации в летнее время (принимаем по таблице 9.1), 

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 без окраски (темных) избыточную разность температур принимают равной 10.2°С.

Размеры ограждений в плане и площадь камер принимаем по осям колонн, высоту стен на 1.2м выше отметки низа строительной балки (то есть 7,2 м). Площадь дверного проема в камерах принимаем равной 6 м2. Значения коэффициентов теплопередачи ограждающих конструкций рассчитаны ранее (см. таблицу 2.6 ). Для определения теплопритоков от солнечной радиации через стены, принимаем ориентацию здания холодильника железнодорожной платформой на север.

Расчет теплопритоков выполняем по формулам 2.21, 2.22 и 4.7. Для города Новосибирска расчетная летняя температура tл = +30оС (приложение 1 ).

Результаты расчетов теплопритоков через ограждающие конструкции заносим в таблицу 2.7.

**2.3.2 Расчет теплопритоков от продуктов при холодильной обработке**

При холодильной обработке продуктов (охлаждении, замораживании и домораживании) каждый килограмм продукта выделяет теплоту в количестве

. Кроме того, если происходит холодильная обработка продуктов в таре, то необходимо добавить теплоту, выделяющуюся при ее охлаждении.

Теплоприток ,кВт, при охлаждении и домораживании продуктов в камерах хранения, рассчитываем по формуле(22):

 (22)

где -суточное поступление продуктов, т/сут;

- разность удельных энтальпий продуктов, соответствующих начальной и конечной температурам продукта (в кДж/кг), значения которых принимают по приложению:

Суточное поступление продуктов ,т/сут, рассчитываем по формуле(23):

 (23)

где - доля суточного поступления продуктов в камеры

- площадь камеры, м2 ;

- грузовая высота камеры, м;

- коэффициент использования строительной площади камеры;

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

При этом предполагают, что продукты поступают в камеру равномерно в течение суток, а продукт за 24 ч успевает охладиться до температуры в камере.

Теплоприток от тары ,кВт, действия определяют по формуле(24):

 (24)

где - суточное поступление тары, принимаемое пропорционально су- точному поступлению продукта, т/сут;

- удельная теплоемкость тары, кДж/(кгК);

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

Удельную теплоемкость тары (в кДж/(кгК)) принимают в зависимости от ее материала: для деревянной и картонной тары , металлической  кДж/(кгК), а стеклянной  кДж/(кгК).

Суммарный теплоприток от грузов и тары при холодильной обработке, рассчитаем по формуле(25):

 (25)

Результаты расчетов теплопритоков от грузов заносим в таблицу 2.8.

**2.3.3 Расчет эксплуатационных теплопритоков**

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

Теплоприток от освещения ,кВт, рассчитывают по формуле (26):

 (26)

где - теплота, выделяемая источниками освещения в единицу времени на 1 м2 площади пола, ;

- площадь камеры, м2.

С учетом коэффициента одновременности включения можно принимать для складских помещений (камер хранения) ,для камер холодильной обработки, экспедиций, загрузочно-разгрузочной .

Теплоприток от пребывания людей ,кВт, рассчитывают по формуле (27):

 (27)

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

- число людей, работающих в данном помещении.

Число людей, работающих в помещении, принимают в зависимости от площади камеры: при площади камеры до 200 м2 - 2 ÷ 3 человека; при площади камеры больше 200 м 3 ÷ 4 человека.

Теплоприток от работающих электродвигателей ,кВт, при расположении электродвигателей в охлаждаемом помещении определяют по формуле(28):

 (28)

где - суммарная мощность электродвигателей, кВт.

В предварительных расчетах мощность устанавливаемых электродвигателей можно ориентировочно принимать по данным приведенным ниже

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

Чем больше, камера, тем больше мощность у электродвигателей.

Теплоприток при открывании дверей ,кВт, определяют по формуле(29):

 (29)

где - удельный приток теплоты от открывания дверей, ;

- площадь камеры, м2.

Эксплуатационные теплопритоки определяются, как сумма теплопритоков ,кВт, отдельных видов определяют по формуле (30):

 (30)

Результаты расчетов теплопритоков при эксплуатации заносим в таблицу 2.9.

Получаемые значения Q1об, Q2об, Q4об, заносим в сводную таблицу 2.10 теплопритоков и суммируем по температурам кипения.

Теплоприток при охлаждении птицы , кВт , определяют по формуле (31):

 (31)

Таблица 2.7 Теплоприток Q1 через ограждающие конструкции

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камера | Кд | | F | tн | tпм | Δtc | Q1т | Q1c | Q1 | ΣQ1 |
| 1 | 2 | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| **Камера №1** |  | | | | | | | | | |
| НСС | 0,209 | | 223,71 | 30 | -20 | - | 2,337 | - | 2,337 | 29,602 |
| НСВ | 0,209 | | 265,04 | 30 | -20 | 6 | 2,77 | 0,332 | 3,002 |
| Стена в коридор(В) | 0,28 | | 264,33 | 30 | -20 | - | 2,59 | - | 2,59 |
| Покрытие | 0,22 | | 1133,6 | 30 | -20 | 17,7 | 12,47 | 4,414 | 16,884 |
| Пол | 0,197 | | 1133,6 | 1 | -20 | - | 4,69 | - | 4,69 |
| **Камера №2** |  | | | | | | | | | |
| НСЮ | 0,209 | | 223,71 | 30 | -20 | - | 2,337 | - | 2,337 | 28,54 |
| Стена в коридор(В) | 0,28 | | 260,97 | - | -20 | - | 2,56 | - | 2,56 |
| Покрытие | 0,22 | | 1100,6 | 30 | -20 | 17,7 | 12,11 | 4,28 | 16,39 |
| Пол | 0,22 | | 1100,6 | 1 | -20 | - | 4,553 | - | 4,553 |
| НСВ | 0,209 | | 261,49 | 30 | -20 | 6 | 2,73 | 0,327 | 3,057 |
| **Камера №3** |  | | | | | | | | | |
| НСЮ | 0,209 | | 221,78 | 30 | -20 | - | 2,32 | - | 2,32 | 31,706 |
| НСЗ | 0,209 | | 261,49 | 30 | -20 | - | 2,73 | - | 3,057 |
| Стена в коридор(В) | 0,28 | | 260,97 | 30 | -20 | - | 5,12 | - | 5,12 |
| Покрытие | 0,22 | | 1114,3 | 30 | -20 | 17,7 | 12,26 | 4,34 | 16,6 |
| Пол | 0,22 | | 1114,3 | 1 | -20 | - | 4,609 | - | 4,609 |
| **Камера №4** |  | | | | | | | | | |
| НСС | 0,209 | | 221,78 | 30 | -20 | - | 2,32 | - | 2,32 | 32, 057 |
| НСЗ | 0,209 | | 261,49 | 30 | -20 | - | 2,73 | - | 3,057 |
| Стена в коридор(В) | 0,28 | | 264,33 | 30 | -20 | - | 5,18 | - | 5,18 |
| Покрытие | 0,22 | | 1129,8 | 30 | -20 | 17,7 | 12,43 | 4,4 | 16,83 |
| Пол | 0,197 | | 1129,8 | 1 | -20 | - | 4,67 | - | 4,67 |
| **Камера №5** |  | | | | | | | | | |
| НСЮ | 0,209 | 179,8 | | 30 | -20 | - | 1,878 | - | 1,878 |  |
| Стена в коридор | 0,28 | 135,07 | | 30 | -20 | - | 1,32 | - | 1,32 | 13,336 |
| Стена в коридор | 0,28 | 135,07 | | 30 | -20 | - | 1,32 | - | 1,32 |
| Покрытие | 0,22 | 463,69 | | 30 | -20 | 17,7 | 5,1 | 1,8 | 6,9 |
| Пол | 0,197 | 463,69 | | 1 | -20 | - | 1,918 | - | 1,918 |
| **Камера №6** |  |  | |  |  |  |  |  |  |
| Стена в кам № 7 | 0,245 | 129,6 | | 0 | -30 | - | 0,95 | - | 0,95 | 9,45 |
| Стена в коридор | 0,28 | 135,07 | | 30 | -30 | - | 2,26 | - | 2,26 |
| Стена в кам № 5 | 0,245 | 86,55 | | 0 | -30 | - | 0,636 | - | 0,636 |

Продолжение таблицы 2.7

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Стена в кам № 8 | 0,245 | 86,55 | 0 | -30 | - | 0,636 | - | 0,636 |  |
| Покрытие | 0,26 | 215,52 | 30 | -30 | 17,7 | 2,84 | 0,84 | 3,689 |  |
| Пол | 0,197 | 215,52 | 1 | -30 | - | 1,32 | - | 1,32 |
| **Камера №7** |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Стена в коридор | 0,28 | 129, 6 | 30 | 0 | - | 1,08 | - | 1,08 | 3,511 |
| Покрытие | 0,22 | 227,8 | 30 | 0 | 17,7 | 1,5 | 0,887 | 2,387 |
| Пол | 0,197 | 227,8 | 1 | 0 | - | 0,94 | - | 0,045 |
| **Камера №8** |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Стена в коридор | 0,28 | 129,6 | 30 | -20 | - | 1,3 | - | 1,3 | 11,26 |
| Стена в коридор | 0,28 | 129,6 | 30 | -20 | - | 1,3 | - | 1,3 |
| Стена с кам № 9 | 0,245 | 179,28 | 0 | -20 | - | 0,88 | - | 0,88 |
| Покрытие | 0,22 | 446,88 | 30 | -20 | 17,7 | 4,19 | 1,74 | 5,93 |
| Пол | 0,197 | 446,88 | 1 | -20 | - | 1,85 | - | 1,85 |
| **Камера №9** |  |  |  |  |  |  |  |  | 12,8 |
| НСЮ | 0,41 | 179,8 | 30 | 0 | - | 2,21 | - | 2,21 |
| Стена в коридор | 0,46 | 130,64 | 30 | 0 | - | 1,2 | - | 1,2 |
| Покрытие | 0,38 | 442,4 | 30 | 0 | 17,7 | 5,04 | 2,97 | 8,01 |
| Пол | 0,41 | 442,4 | 1 | 0 | - | 0,18 | - | 0,18 |
| Стена в коридор | 0,46 | 130,64 | 30 | 0 | - | 1,2 | - | 1,2 |

Таблица 2.8 Теплоприток Q2 от грузов при холодильной обработке

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камера | iн. | iк. | Mпр | Mтары | С тары | tн. | tк. | Q2пр | Q2т | Q2 |
| 1 | 7,1 | 0 | 104,74 | 10,4 | 2,3 | -18 | -20 | 8,6 | 0,557 | 9,16 |
| 2 | 7,1 | 0 | 101,69 | 10,1 | 2,3 | -18 | -20 | 8,35 | 0,55 | 8,9 |
| 3 | 7,1 | 0 | 102,96 | 10,29 | 2,3 | -18 | -20 | 8,46 | 0,55 | 9,01 |
| 4 | 7,1 | 0 | 104,39 | 10,39 | 2,3 | -18 | -20 | 8,58 | 0,575 | 9,155 |
| 5 | 39,4 | 0 | 73,45 | 7,34 | 2,3 | -8 | -20 | 33,5 | 2,35 | 35,85 |
| 6 | 246 | 39,4 | 27 | 2,7 | 2,3 | 4 | -8 | 83,93 | 0,86 | 84,79 |
| 7 | 271 | 39,4 | 48,11 | 4,81 | 2,3 | 12 | -8 | 128,96 | 2,56 | 131,52 |
| 8 | 39,4 | 0 | 70,78 | 7,08 | 2,3 | -8 | -20 | 32,28 | 2,26 | 34,54 |
| 9 | 248 | 238 | 70,06 | 7 | 2,3 | 8 | 2 | 8,11 | 1,12 | 9,23 |

Таблица 2.9 Эксплуатационный теплоприток Q4

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Камера | F | A | q1 | n | q2 | q3 | K | q4 | Q4 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |

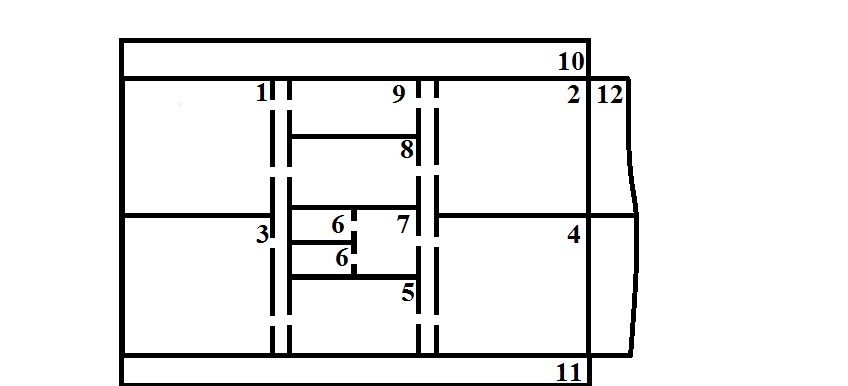
Продолжение таблицы 2.9

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1 | 1133,58 | 4,7 | 5,33 | 4 | 1,4 | 4 | 8 | 9,07 | 19,8 |
| 2 | 1100,58 | 4,7 | 5,2 | 4 | 1,4 | 4 | 8 | 8,8 | 19,4 |
| 3 | 1114,27 | 4,7 | 5,24 | 4 | 1,4 | 4 | 8 | 8,8 | 19,4 |
| 4 | 1129,79 | 4,7 | 5,24 | 4 | 1,4 | 4 | 8 | 8,9 | 19,54 |
| 5 | 463,69 | 2,3 | 1,11 | 4 | 1,4 | 4 | 10 | 4,64 | 11,15 |
| 6 | 215,52 | 4,7 | 1,01 | 3 | 1,05 | 10 | 12 | 2,6 | 14,66 |
| 7 | 227,8 | 4,7 | 1,07 | 3 | 1,05 | 8 | 20 | 4,5 | 14,62 |
| 8 | 446,88 | 2,3 | 1,03 | 4 | 1,4 | 4 | 10 | 4,47 | 10,9 |
| 9 | 442,4 | 2,3 | 1,02 | 4 | 1,4 | 4 | 12 | 5,31 | 11,73 |

Таблица 2.10 Суммарные теплопритоки

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Камера | Q1, кВт | Q2, кВт | Q4, кВт | Qоб, кВт |
| 1 | 29,602 | 9,16 | 19,8 | 58,56 |
| 2 | 28,54 | 8,9 | 19,4 | 56,84 |
| 3 | 31,706 | 9,01 | 19,4 | 60,116 |
| 4 | 32, 057 | 9,155 | 19,54 | 60,752 |
| 5 | 13,336 | 35,85 | 11,15 | 60,336 |
| 6 | 9,45 | 68,8 | 14,66 | 92,91 |
| 7 | 3,511 | 1,3 | 14,62 | 19,431 |
| 8 | 11,26 | 34,54 | 10,9 | 56,7 |
| 9 | 12,8 | 9,23 | 11,73 | 33,76 |

Рисунок 2.1 Планировка холодильника.



1,2,3,4 – камеры хранения замороженной продукции, 5,8 – универсальные камеры, 6 – камеры замораживания, 7 – разгрузочно-погрузочная камера, 9 – камера хранения охлажденной продукции, 10 – железнодорожная платформа, 11 – автоплатформа, 12 – компрессорный цех.

**2.4 Расчет нагрузки на компрессоры**

Тепловая нагрузка на компрессор складывается из всех видов теплопритоков, но они учитываются не полностью.

t0=-10 оС

Qкм=0,6++0,5 (32)

t0=-30 оС

Qкм=0,8++0,7 (33)

t0=-40 оС

Qкм=++0,75 (34)

Расчетную (требуемую) холодопроизводительность для подбора компрессоров, кВт определяем по формуле:

Qтр=k·Qкм (35)

t0=-10 оС

Qкм=0,6·40,9+35,85+0,5·46,76=83,77 кВт

Qтр=1,05·83,77=87,96 кВт

t0=-30 оС

Qкм=0,8·172,262+238,135+0,7·120,6=460,355 кВт

Qтр=1,07·460,355=492,58 кВт

t0=-40 оС

Qкм=12,9+84,79+0,75·29,48=119,8 кВт

Qтр=1,1·119,8=131,77 кВт

**3 РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ**

**УСТАНОВКИ**

**3.1 Определение режимов работы холодильной установки**

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

Конденсаторы вертикальные кожухотрубные.

Расчетная летняя температура tр.лет. = 30°С

Расчетная летняя влажность воздуха ϕр.лет. = 37%

Температура влажного термометра t′= 22,5°С

Производительность установки:

при t0 = - 10°С, Q0 = 87,96 кВт,

при t0 = - 30°С, Q0 = 492,58 кВт,

при t0 = - 40°С, Q0 = 131,77 кВт

Температура воды , входящей в конденсатор после градирни (36)

, (36)

где  - средний нагрев воды,

коэффициент эффективности градирни,

=23+5⋅=28

Температура воды  после конденсатора (37)

 , (37)

=28+5=33

Температура конденсации (38)

, (38)

=33+3=36

Принимаем =36

**3.2 Расчет и подбор основного оборудования**

**3.2.1 Расчет и подбор камерных приборов охлаждения**

Для камер хранения и замораживания используем воздухоохладители, так как требуется ускоренный отвод тепла от продуктов.

Площадь теплопередающих поверхностей F , м2 , определяем по формуле (39):

 (39)

где  - нагрузка на камерное оборудование, кВт;

 - общий коэффициент теплопередачи ;

 - расчетная разность температур, .

Для воздухоохладителей = 10 .

**Камера № 1** (хранение замороженной продукции [-20 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

, (40)

где  - температурный напор,

 - коэффициент теплопередачи, для t0 = - 30°С, k= 11.

FВ.О. = (58,562 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) = 532 м2

Принимаем 10 воздухоохладителей марки BFBE403B7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 59,5 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

 (41)

где  - количество воздухоохладителей.

FВ.О. д. = 10 ⋅ 59,5 = 595 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

, (42)

где  - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя

BFBE403B7, V = 0.011 м3

VВ.О. = 10 ⋅ 0,011 = 0,11 м3

**Камера № 2** (хранение замороженной продукции [-20 oC])



FВ.О. = (56,840 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) = 516 м2

Принимаем 10 воздухоохладителей марки BFBE403B7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 59,5 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

 (41)

где  - количество воздухоохладителей.

FВ.О. д. = 10 ⋅ 59,5 = 595 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

, (42)

где  - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя

BFBE403B7, V = 0.011 м3

VВ.О. = 10 ⋅ 0,011 = 0,11 м3

**Камера № 3** (хранение замороженной продукции [-20 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (60,116 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) =546,5 м2

Принимаем 10 воздухоохладителей марки BFBE403B7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 59,5 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

 (41)

где  - количество воздухоохладителей.

FВ.О. д. = 10 ⋅ 59,5 = 595 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

, (42)

где  - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя

BFBE403B7, V = 0.011 м3

VВ.О. = 10 ⋅ 0,011 = 0,11 м3

**Камера № 4** (хранение замороженной продукции [-20 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (60,752 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) =552,3 м2

Принимаем 10 воздухоохладителей марки BFBE403B7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 59,5 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

 (41)

где  - количество воздухоохладителей.

FВ.О. д. = 10 ⋅ 59,5 = 595 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

, (42)

где  - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя

BFBE403B7, V = 0.011 м3

VВ.О. = 10 ⋅ 0,011 = 0,11 м3

Принимаем 10 воздухоохладителей марки BFBE403B7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 595 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

 (41)

где  - количество воздухоохладителей.

FВ.О. д. = 10 ⋅ 595 = 5950 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

, (42)

где  - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя

BFBE403B7, V = 0.011 м3

VВ.О. = 10 ⋅ 0,011 = 0,11 м3

**Камера № 5** (хранение замороженной продукции [-20 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (60,336 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) = 548 м2

Принимаем 4 воздухоохладителя марки BFBE405C7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 148,7 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

FВ.О. д. = 4 ⋅ 148.7 = 594,8 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

VВ.О. = 4 ⋅ 0,026 = 0,104 м3

**Камера № 6** (замораживания [-30 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (92,91 ⋅ 103) / (11,6 ⋅ 10) = 800,9 м2

Принимаем 4 воздухоохладителя марки BFBE405C4 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 253,1 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

FВ.О. д. = 4 ⋅ 253.1 = 1012,4м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

VВ.О. = 4 ⋅ 0,026 = 0,104 м3

**Камера № 7** (разгрузочно-погрузочная [0 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (19,431 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) = 176,6 м2

Принимаем 1 воздухоохладитель марки BFBE405C4 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 253,1 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

FВ.О. д. = 1 ⋅ 253,1 = 253,1 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

VВ.О. = 1 ⋅ 0,026 = 0,026 м3

**Камера № 8** (хранение замороженной продукции [-20 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (56,7 ⋅ 103) / (11 ⋅ 10) = 515,45 м2

Принимаем 4 воздухоохладителя марки BFBE405C7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 148,7 м2.

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)

FВ.О. д. = 4 ⋅ 148.7 = 594,8 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

VВ.О. = 4 ⋅ 0,026 = 0,104 м3

**Камера № 9** (хранение охлажденной продукции [0 oC])



Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя 

FВ.О. = (33,760 ⋅ 103) / (15⋅ 10) = 225 м2

Принимаем 4 воздухоохладителей марки BFBE403B7 с площадью теплопередающей поверхности FВ.О. = 59,5 м2

Действительная площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя  (41)



где  - количество воздухоохладителей.

FВ.О. д. = 4 ⋅ 59,5 = 238 м2

Вместимость воздухоохладителей  (42)

,

где  - объем одного воздухоохладителя, для воздухоохладителя

BFBE403B7, V = 0.011 м3

VВ.О. = 4 ⋅ 0,011 = 0,044 м3

**3.2.2 Расчет и подбор компрессоров**

Расчет цикла на температуру кипения t0 = - 10°С

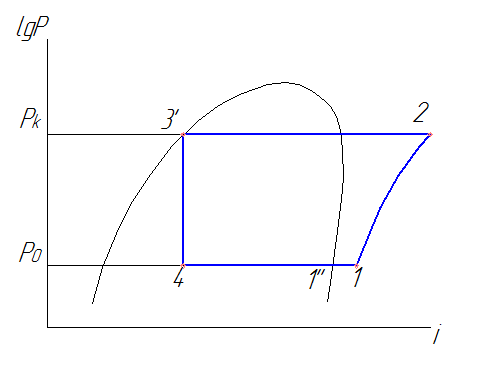


Рисунок 3.1 Цикл одноступенчатой холодильной машины

Таблица 3.1 Параметры узловых точек

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1” | 1 | 2 | 3’ | 4 |
| t, oC | -10 | 0 | 112 | 36 | -10 |
| P, МПа | 0,29 | 0,29 | 1,35 | 1,35 | 0,29 |
| i, кДж/кг | 1670 | 1695 | 1920 | 580 | 580 |
| v, м3 | - | 0,44 | 0,135 | - | - |

Массовый расход циркулирующего хладагента M(-10), кг/с, который необходимо отводить от циркуляционного ресивера определяем по формуле (43)

M(-10) = Q0(-10) / q0(-10) , (43)

где q0(-10) – удельная холодопроизводительность ,

q0(-10) = (i1″ - i4), (44)

q0(-10) = 1670 – 580 = 1090 кДж/кг,

M(-10) = 87,96/1090 =0,08 кг/с

Коэффициент подачи λ(-10)

при Рк / Р0 = 1,35/0,29=4,6 λ(-10) = 0,82 (45)

Требуемая производительность компрессора V(-10) , м3/с

V(-10) = (M(-10)⋅ v1 )/ λ(-10) , (46)

V(-10) =(0,08 ⋅ 0,44) /0,82 = 0,043 м3/с

Для работы на температуру кипения t0 = - 10°С принимаем винтовой компрессор XRV 127-R1 с объемной действительной производительностью V(-10)д. = 0,081 м3/с

Действительный массовый расход хладагента Mдейств.(-10) , кг /с

Mдейств. (-10)  = (V( -10) д.⋅ λ(-10) )/ v1 , (47)

Mдейств.(-10) = (0,081 ⋅ 0,82) /0,44 = 0,151 кг/с

Теоретическая мощность компрессора Nт (-10) , кВт

Nт (-10) = Mдейств.(-10) ⋅ (i2 – i1), (48)

Nт(-10) = 0,151 ⋅ (1920 – 1695) = 34 кВт

Индикаторная мощность компрессора Ni (-10) , кВт

Ni(-10) = NT(-10) / ηi , (49)

где ηi = 0,75 – индикаторный КПД,

Ni (-10) = 34 /0,75 = 45,33 кВт

Электрическая мощность, потребляемая из сети NЭ (-10) , кВт

NЭ (-10)км1 = Ni(-10)км1 / ηмех , (50)

где ηмех. = 0,9 – механический КПД,

NЭ (-10) = 45,33/0,9 = 50,36 кВт

Тепловая нагрузка на конденсатор в теоретическом цикле Qк. теор.(-10) , кВт

Qк/(-10) = Ml(-10) ⋅ (i2 – i3′) (51)

Qк. теор.(-10) = 0,151 ⋅ (1920 – 580) = 202,34 кВт

Действительная холодопроизводительность Qод. (-10) , кВт

Qод.(-10) =Mдейств.(-10) q0(-10) , (52)

Qод. (-10) = 0,151 ⋅ 1090 = 164,59 кВт

Средний коэффициент рабочего времени компрессоров

В = ∑ V(-10)т. /∑ V(-10)д., (53)

В = 0,043 /0,081 = 0,53

Расчет цикла на температуру кипения t0 = - 30°С

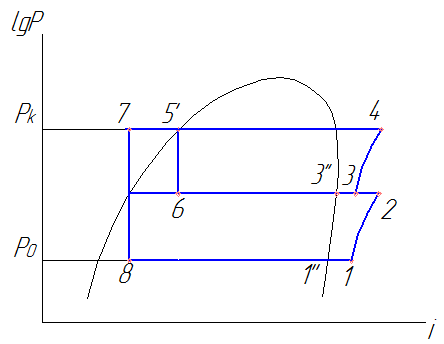


Рисунок 3.2 Цикл двухступенчатой ХМ

Таблица 3.2 Параметры узловых точек

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | t, oC | P, МПа | i, кДж/кг | v, м3 |
| 1” | -30 | 0,125 | 1640 | - |
| 1 | -20 | 0,125 | 1670 | 0,96 |
| 2 | 59 | 0,41 | 1825 | - |
| 3” | 0 | 0,41 | 1670 | 0,29 |
| 3 | 10 | 0,41 | 1710 | 0,3 |
| 4 | 94 | 1,35 | 1880 | 0,125 |
| 5’ | 36 | 1,35 | 580 | - |
| 6 | 0 | 0,41 | 580 | - |
| 7 | 3 | 1,35 | 430 | - |
| 8 | -30 | 0,125 | 430 | - |

Массовый расход циркулирующего хладагента M(-30)км1, кг/с, который необходимо отводить от циркуляционного ресивера определяем по формуле (43)

удельная холодопроизводительность ,(44)

q0(-30) = 1640 –430=1210 кДж/кг,

M(-30)км1 = 492,58/1210 =0,407 кг/с

Требуемый суммарный расход хладагента M(-30)км2,кг/с, в компрессоре высокого давления находим из теплового баланса промсосуда (54)

M(-30)км2 = M(-30)км1⋅(i2 – i7)/(i3’’ – i6), (54)

M(-30)км2 = 0,407 ⋅ (1825 – 430) / (1680 - 580) = 0,516 кг/с

Коэффициент подачи λ(-30)

при Рк / Рпр = 1,35 /0,41 = 3,3, λ1(-30) = 0,83 (55)

при Рпр / Р0 = 0,41 /0,125 =3,28, λ2(-30) = 0,83 (56)

Требуемая производительность компрессоров V(-30) , м3/с (57), (58)

V(-30)км1 = (M(-30)км1⋅ v1 )/ λ1(-30) , (57)

V(-30)км2 = (M(-30)км2⋅ v3 )/ λ2(-30) , (58)

V(-30)км1 = (0,407 ⋅ 0,96) / 0,83 = 0,471 м3/с,

V(-30)км2 = (0,516 ⋅ 0,3) / 0,83 = 0,186 м3/с,

Для работы на температуру кипения t0 = - 30°С принимаем для ступени низкого давления один винтовой компрессор WRV 255/130 с объемной действительной производительностью V(-30)д.км1 = 0,488 м3/с, а для ступени высокого давления принимаем один винтовой компрессор XRV 163/193 с объемной действительной производительностью V(-30)д.км2 = 0,197 м3/с.

Действительный массовый расход хладагента M действ.(-30), кг/с (59), (60)

Mдейств. (-30) км1 = (V( -30) д.км1⋅ λ1(-30) )/ v1 , (59)

Mдейств. (-30) км2 = (V (-30) д.км2⋅ λ2(-30) )/ v3 , (60)

Mдейств. (-30) км1 = (0,488 ⋅ 0,83) /0,96 = 0,422 кг/с,

Mдейств. (-30) км2 = (0,197 ⋅ 0,83) /0,3 = 0,545 кг/с,

Требуемый диаметр промежуточного сосуда ,(61)

, (61)

Dп.с. = √ (4 ⋅ 0,545⋅0,3 ) / (3,14 ⋅ 0,5) = 0,645

Принимаем промежуточный сосуд 80 ПСз.

Проверка на допустимую скорость движения паров аммиака 

, (62)

где  - объемная производительность компрессоров ,

 - диаметр ресивера ,

 - коэффициент подачи,

[V] = √ (4 ⋅ 0,545 ⋅ 0,3) / (0,72 ⋅3,14 ⋅ ) = 0,7≤ [0,5÷0,7]

Теоретическая мощность компрессора Nт (-30) , кВт,(63), (64)

Nn (-30) км1 = Ml/ (-30) rv1 ⋅ (i2 – i1) (63)

Nn (-30) rv2 = Ml/ (-30) rv2 ⋅ (i4 – i3) (64)

NN(-30)км1 = 0,422 ⋅ (1825 - 1670) = 65,41 кВт

NN(-30)км2 = 0,545 ⋅ (1880 – 1710) = 92,65 кВт,

Индикаторная мощность компрессора Ni (-30) , кВт,(65), (66)

Ni(-30)км1 = NT(-30)км1 / ηi , (65)

Ni(-30)км2 = NT(-30)км2 / ηi , (66)

где ηi = 0,75 – индикаторный КПД,

Ni(-30)км1 = 65,41 /0,75 = 87,21 кВт,

Ni(-30)км2 = 92,65 /0,75 = 123,53 кВт

Электрическая мощность, потребляемая из сети NЭ (-30) , кВт,(67), (68)

NЭ (-30)км1 = Ni(-30)км1 / ηмех , (67)

NЭ (-30)км2 = Ni(-30)км2 / ηмех , (68)

где ηмех = 0,9 – механический КПД,

NЭ (-30)км1 = 87,21 /0,9 = 96,9 кВт,

NЭ (-30)км2 = 123,53 /0,9 = 137,25 кВт

Тепловая нагрузка на конденсатор в теоретическом цикле Q к. теор.(-30) ,кВт,(69)

Qk.теор. (-30)  = M действ. (-30) км2 ⋅ (i4 – i5’), (69)

Qк. теор.(-30) = 0,545 ⋅ (1880 – 580) = 708,5 кВт

Действительная холодопроизводительность Qод.(-30) ,кВт,(70)

Qjl/(-30) = Ml/ (-30) rv1(i1″ - i8) (70)

Qод. (-30) = 0,422 (1640-430) = 510,62 кВт

Средний коэффициент рабочего времени компрессоров (71)

В = ∑ V(-30)т. /∑ V(-30)д., , (71)

В = (0,471+0,186) / (0,488+0,197) = 0,95

Расчет цикла на температуру кипения t0 = - 40°С

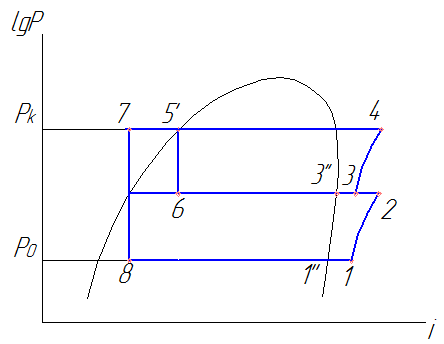


Рисунок 3.3 Цикл двухступенчатой ХМ

Таблица 3.3 Параметры узловых точек

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | t, oC | P, МПа | i, кДж/кг | v, м3 |
| 1” | -40 | 0,072 | 1625 | - |
| 1 | -30 | 0,072 | 1650 | 1,55 |
| 2 | 66 | 0,31 | 1850 | - |
| 3” | -9 | 0,31 | 1670 | - |
| 3 | -4 | 0,31 | 1685 | 0,4 |
| 4 | 102 | 1,35 | 1900 | 0,13 |
| 5’ | 36 | 1,35 | 585 | - |

Продолжение таблицы 3.3

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | t, oC | P, мПа | i, кДж/кг | v, м3 |
| 6 | -9 | 0,31 | 585 | - |
| 7 | -6 | 1,35 | 395 | - |
| 8 | -40 | 0,072 | 395 | - |

Массовый расход циркулирующего хладагента M(-40)км1, кг/с, который необходимо отводить от циркуляционного ресивера, определяем по формуле (43)

удельная холодопроизводительность ,(44)

q0(-40) = 1625 – 395=1230 кДж/кг,

M(-40)км1 = 131,77/1230 =0,107 кг/с

Требуемый суммарный расход хладагента M(-40)км2,кг/с, в компрессоре высокого давления находим из теплового баланса промсосуда,(54)

M(-40)км2 = 0,107 ⋅ (1850 - 395) / (1670 - 585) = 0,143 кг/с

Коэффициент подачи λ(-40)

при Рк / Рпр = 1,35 /0,31 = 4,35, λ1(-40) = 0,84

при Рпр / Р0 = 0,31 /0,072 =4,3, λ2(-40) = 0,84

Требуемая производительность компрессоров V(-40) , м3/с, (57), (58)

V(-40)км1 = (0,107 ⋅ 1,55) / 0,84 = 0,197 м3/с,

V(-40)км2 = (0,143 ⋅ 0,4) / 0,84 = 0,07 м3/с,

Для работы на температуру кипения t0 = - 40°С принимаем для ступени низкого давления винтовой компрессор XRV 163/193 с объемной действительной производительностью V(-40)д.км1 = 0,197 м3/с, а для ступени высокого давления принимаем один винтовой компрессор XRV 127-R1 с объемной действительной производительностью V(-40)д.км2 = 0,081 м3/с.

Действительный массовый расход хладагента M действ.(-40), кг/с, (59),(60)

Mдейств. (-40) км1 = (0,197 ⋅ 0,84) /1,55 = 0,107 кг/с,

Mдейств. (-40) км2 = (0,081 ⋅ 0,84) /0,4 = 0,17 кг/с,

Требуемый диаметр промежуточного сосуда , (61)

Dп.с. = √ (4 ⋅ 0,17 ⋅ 0,4) / (3,14 ⋅ 0,5) = 0,41

Принимаем промежуточный сосуд 40 ПСз.

Проверка на допустимую скорость движения паров аммиака ,(62)

[V] = √ (4 ⋅ 0,17 ⋅ 0,4) / (0,4262 ⋅3,14) = 0,69 ≤ [0,5÷0,7]

Теоретическая мощность компрессора Nт (-40) , кВт,(64), (65)

NТ(-40)км1 = 0,107 ⋅ (1850 - 1650) = 21,4 кВт,

NТ(-40)км2 = 0,17 ⋅ (1900 - 1685) = 36,53 кВт,

Индикаторная мощность компрессора Ni (-40) , кВт,(65), (66)

Ni(-40)км1 = 21,4 /0,75 = 28,53 кВт,

Ni(-40)км2 = 36,53 /0,75 = 52,21 кВт

Электрическая мощность, потребляемая из сети NЭ (-40) , кВт,(67), 68)

NЭ (-40)км1 = 28,53 /0,9 = 35,7 кВт,

NЭ (-40)км2 = 52,21 /0,9 = 58,02 кВт

Тепловая нагрузка на конденсатор в теоретическом цикле Q к. теор.(-40) ,кВт,(69)

Qк. теор.(-40) = 0,17 ⋅ (1900 – 585) = 223,55 кВт

Действительная холодопроизводительность Qод.(-40) ,кВт,(70)

Qод. (-40) = 0,107⋅ 1230= 131,61 кВт

Средний коэффициент рабочего времени компрессоров,(71)

В = (0,197+0,07) / (0,197+0,081) = 0,9

**3.2.3Расчет и подбор конденсатора**

Действительная тепловая нагрузка на конденсатор 

Qк.д. = Qк (-10) + Qк (-30) + Qк (-40) , (72)

Qк.д. = 202,34+708,5+223,55=1134,4 кВт

Требуемая площадь теплообмена F , м2

F=Qк/qf (73)

F=1134,4/4=283,6 м2

Принимаем 2 водяных конденсатора марки AKS-150.

**3.3 Расчет и подбор вспомогательного оборудования**

**3.3.1 Расчет и подбор циркуляционных ресиверов**

Требуемый объем циркуляционного ресивера, м3, с нижней подачей хладагента в приборы охлаждения определяем по формуле(74) [3.10]:

 (74)

 (75)

 (76)

где - внутренний объем нагнетательного трубопровода аммиачного насоса;

- внутренний объем трубопровода совмещенного отсоса паров и смеси жидкости;

**для t0 = - 10 0С**

Объём воздухоохладителей, м3









По таблице [3.32] подбираем ближайший больший по вместимости ресивер марки 1,5РДВ с .

**для t0 = - 30 0С**







По таблице [3.32] подбираем ближайший больший по вместимости ресивер марки 1,5РДВ с .

**для t0 = - 40 0С**







По таблице [3.32] подбираем ближайший больший по вместимости ресивер марки 1,5РДВ с .

**3.3.2Расчет и подбор дренажного ресивера**

Объем дренажного ресивера Vдр.р. , м3

Vдр.р. = Vнаиб. ⋅ 1,4 (77)

где  - объем испарителей той температуры кипения, в которой он наибольший.

Vдр.р. =0,2 ⋅1,4=0,28

Принимаем один горизонтальный дренажный ресивер 0,75 РД общей вместимостью Vдр.р. =0,8 м3

**3.3.3 Расчет и подбор линейного ресивера**

Объем линейного ресивера 

Vл.р. =∑ Vв.о. ⋅ 0,3 (78)

Vл.р. = 1,886 ⋅ 0,3 =1,56

Принимаем один горизонтальный линейный ресивер РЛД-2 общей вместимостью Vл.р. = 2 м3

**3.3.4 Расчет и подбор маслоотделителя**

Диаметр маслоотделителя 

, (79)

где - объем нагнетаемый компрессорами,

 - допустимая скорость паров,

d=√4(0,151⋅0,135+0,545⋅0,125+0,17⋅0,13)/(3.14 ⋅ 0,5)=0,53 м

Принимаем инерционный маслоотделитель 150 М диаметром D=600 мм

**3.3.5 Расчет и подбор градирни**

Производительность градирни 

Q гр.. =∑ Qк+ ∑ Ni (80)

Q гр.. =1134,4+45,33+87,21+123,53+28,53+52,21=1471,2

Площадь поверхности теплообмена градирни 

, (81)

где  - удельная тепловая нагрузка,

F гр.. =1471,2/45=32,7

Принимаем две вентиляторные градирни конструкции Град 170 с боковым расположением вентилятора по общей нагрузке 2000 кВт.

**3.3.6 Подбор маслосборника**

В связи с повышенной вместимостью обусловленной необходимостью принятия масла из винтовых компрессоров, в качестве маслосборника принимаем маслозаправочный сосуд 60МЗС.

**3.3.7 Расчет и подбор водяных насосов**

Объемный расход охлаждающей воды V=л/с

, (82)

V=1471,2/(4,19⋅1000⋅5)=0,07 м3/c

Принимаем 4 водяных центробежных насоса К-100-80-60 с объемной V=100 м3/ч. Один из насосов в резерве.

**3.3.8 Расчет и подбор аммиачных насосов**

Подбор насосов осуществляем по объемной подаче

Определяем общую подачу насоса *V* , м3/с, определяем по формуле

, (83)

где о - тепловая нагрузка на камеры, кВт,

 - кратность циркуляции жидкого хладагента,

 - удельная плотность жидкого хладагента, кг / м3,

 - удельная теплота парообразования при данной температуре.

для t0 = - 10 0С

 м3/ч

Принимаем по таблице 16.8 [1.159] насос ЦНГ-70M-1 и один в резерве.

для t0 = - 30 0С

 м3/ч

Подбираем насос ЦНГ-68 и один в резерве.

для t0 = - 40 0С

 м3/ч

Подбираем насос ЦНГ-70М-1 и один в резерве.

**3.4 Расчет и подбор трубопроводов**

Диаметр  нагнетательного трубопровода

, (84)

где  - скорость движения хладагента,

d=√4(0,151⋅0,135+0,545⋅0,125+0,17⋅0,13)/(3.14 ⋅25)=0,075 м

Принимаем стальную, бесшовную трубу с условным проходом

d=100 мм

Расчет и подбор трубопровода на всасывание для температуры кипения 

Диаметр  всасывающего трубопровода

, (85)

где  - всасывающий объем компрессором,

 - допустимая скорость всасывания хладагента,

d=√4⋅ (0,151 ⋅ 0,44)/(3,14 ⋅20)=0,065 м

Принимаем стальную, бесшовную трубу с условным проходом.

d=70 мм

Расчет и подбор трубопровода на всасывание для температуры кипения t=-30

Диаметр  всасывающего трубопровода определяем по формуле (85)

d=√4⋅ (0,422 ⋅ 0,96)/(3,14 ⋅20)=0,16 м,

Принимаем стальную, бесшовную трубу с условным проходом

d=200 мм.

Расчет и подбор трубопровода на всасывание для температуры кипения

t=-40

Диаметр  всасывающего трубопровода определяем по формуле (85)

d=√4⋅ (0,107 ⋅ 1,55)/(3,14 ⋅20)=0,103 м

Принимаем стальную, бесшовную трубу с условным проходом.

d=125 мм

Расчет и подбор водяного трубопровода

Диаметр  водяного трубопровода

, (86)

где  - допустимая скорость движения воды,

d=√4 ⋅ 0,07/(3,14 ⋅1,3)=0.262м

Принимаем стальную, бесшовную трубу с условным проходом.

d=280 мм.

**3.5 Описание схемы холодильной установки**

Проектом предусмотрена насосно-циркуляционная схема с нижней подачей в приборы охлаждения (три температурных режима).

Первый режим: температура кипения tо=-10 оС. (одноступенчатое сжатие)

Второй режим: температура кипения tо=-30 оС. (двухступенчатое сжатие)

Третий режим: температура кипения tо=-40 оС. (двухступенчатое сжатие)

Первый температурный режим : компрессорный агрегат (XRV 127-R1) отсасывает пары из циркуляционного ресивера (1,5 РДВ) и сжимает газ до давления конденсации. Газ поступает в маслоотделитель (150М), где происходит отделение масла от паров. Горячие пары поступают в водяной конденсатор (AKS 150), где пары конденсируются и образовавшаяся жидкость сливается в линейный ресивер (0,75РД), а затем через регулирующую станцию попадает в циркуляционный ресивер (1,5 РДВ) предварительно с дросселировавшись до давления кипения. Из циркуляционного ресивера жидкость аммиачными насосами подается в жидкостной коллектор, а от туда попадает в приборы охлаждения, где происходит кипение жидкого хладагента и пары через паровой коллектор поступают в циркуляционный ресивер.

Второй температурный режим: компрессорный агрегат (WRV 255/130) нижней ступени отсасывает пары из циркуляционного ресивера (1,5РДВ) и сжимает газ до промежуточного давления. Газ поступает в промсосуд (80 ПСз), где охлаждается перед второй ступенью, компрессорный агрегат (XRV 163/193) отсасывает пары из промсосуда и сжимает газ до давления конденсации. Газ поступает в маслоотделитель (150М), где происходит отделение масла от паров. Горячие пары поступают в водяной конденсатор (AKS 150), где пары конденсируются и образовавшаяся жидкость сливается в линейный ресивер (0,75РД). Затем через регулирующую станцию часть жидкости дросселируется перед промсосудом до промежуточного давления, а другая часть жидкости попадает в змеевик промсосуда, где переохлаждается и попадает в циркуляционный ресивер предварительно сдросселировавшись до давления кипения. Из циркуляционного ресивера жидкость аммиачными насосами подается в жидкостной коллектор, а от туда попадает в приборы охлаждения (батареи), где происходит кипение жидкого хладагента и пары через паровой коллектор поступают в циркуляционный ресивер.

Третий температурный режим: компрессорный агрегат (XRV 163/193) нижней ступени отсасывает пары из циркуляционного ресивера (1,5РДВ) и сжимает газ до промежуточного давления. Газ поступает в промсосуд (40 ПСз), где охлаждается перед второй ступенью, компрессорный агрегат (XRV 127-R1) отсасывает пары из промсосуда и сжимает газ до давления конденсации. Газ поступает в маслоотделитель (150М), где происходит отделение масла от паров. Горячие пары поступают в водяной конденсатор (AKS 150), где пары конденсируются и образовавшаяся жидкость сливается в линейный ресивер (0,75РД). Затем через регулирующую станцию часть жидкости дросселируется перед промсосудом до промежуточного давления, а другая часть жидкости попадает в змеевик промсосуда, где переохлаждается и попадает в циркуляционный ресивер предварительно сдросселировавшись до давления кипения. Из циркуляционного ресивера жидкость аммиачными насосами подается в жидкостной коллектор, а от туда попадает в плиточный морозильный аппарат, где происходит кипение жидкого хладагента и пары через паровой коллектор поступают в циркуляционный ресивер.

Заполнение системы аммиаком

Зарядку системы аммиаком производят через коллектор регулирующей станции по трубопроводу через вентиля. Баллоны присоединяются к вентилю стальной трубкой накидной гайкой. При зарядке прекращается питание отделителей жидкости из линейного ресивера, и подача аммиака производится из баллонов. Для того, чтобы из баллона выходила жидкость его кладут на деревянный лежак, вентилем вниз. Перемещение жидкости из баллонов наблюдают по обледенению трубки.

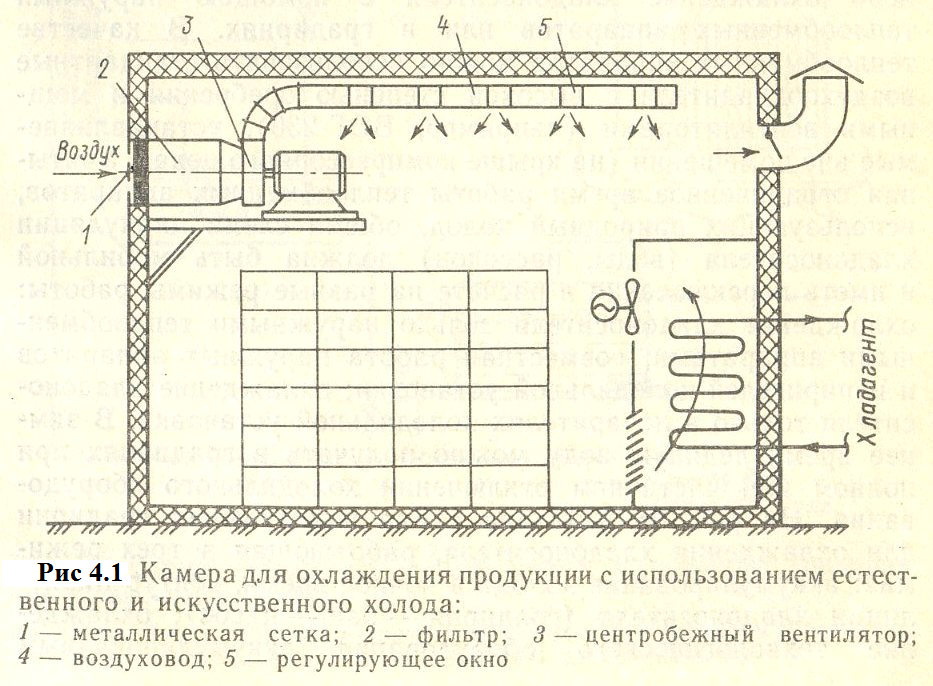
Также предусмотрена заправка системы из железнодорожных и автомо- бильных цистерн. Перемещение жидкого аммиака из цистерн происходит за счет разности давлений. Давление быстро выравнивается и для дальнейших перемещений разность давлений должна поддерживаться работающим компрессором.

Удаление масла из системы

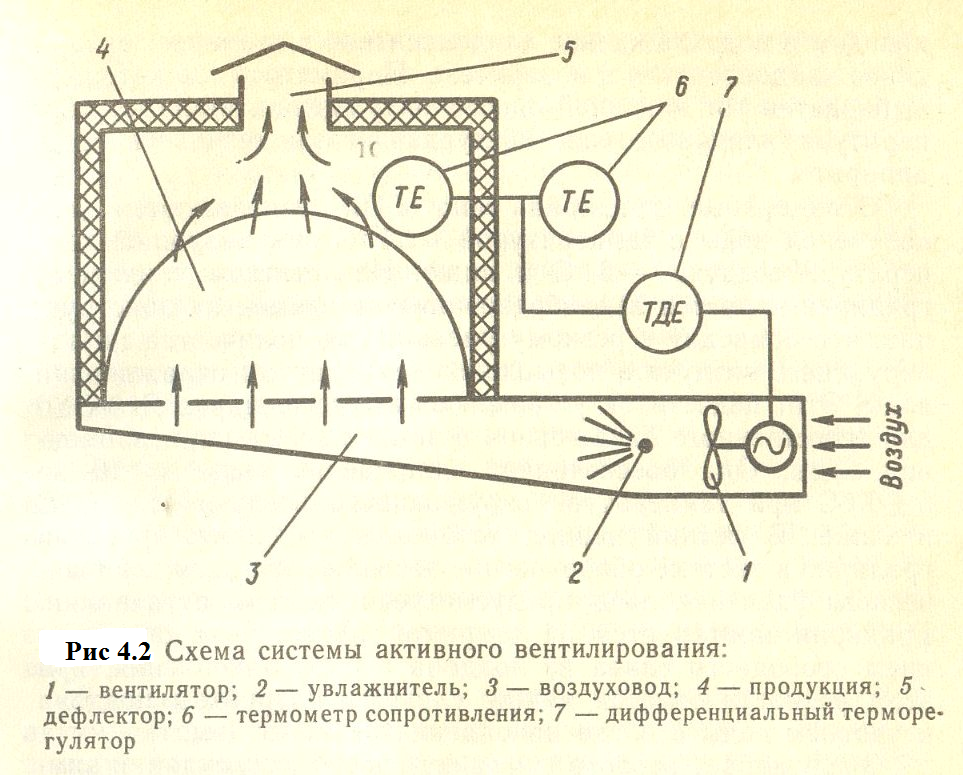
Выпуск осуществляется через маслосборник, для чего в маслосборнике понижается давление до давления всасывания путем подключения к циркуляционному ресиверу на . Затем закрывают этот вентиль, открывается соответствующий вентиль и масло перемещают из аппаратов в маслосборник.

**4. Использование естественного холода на предприятии.**

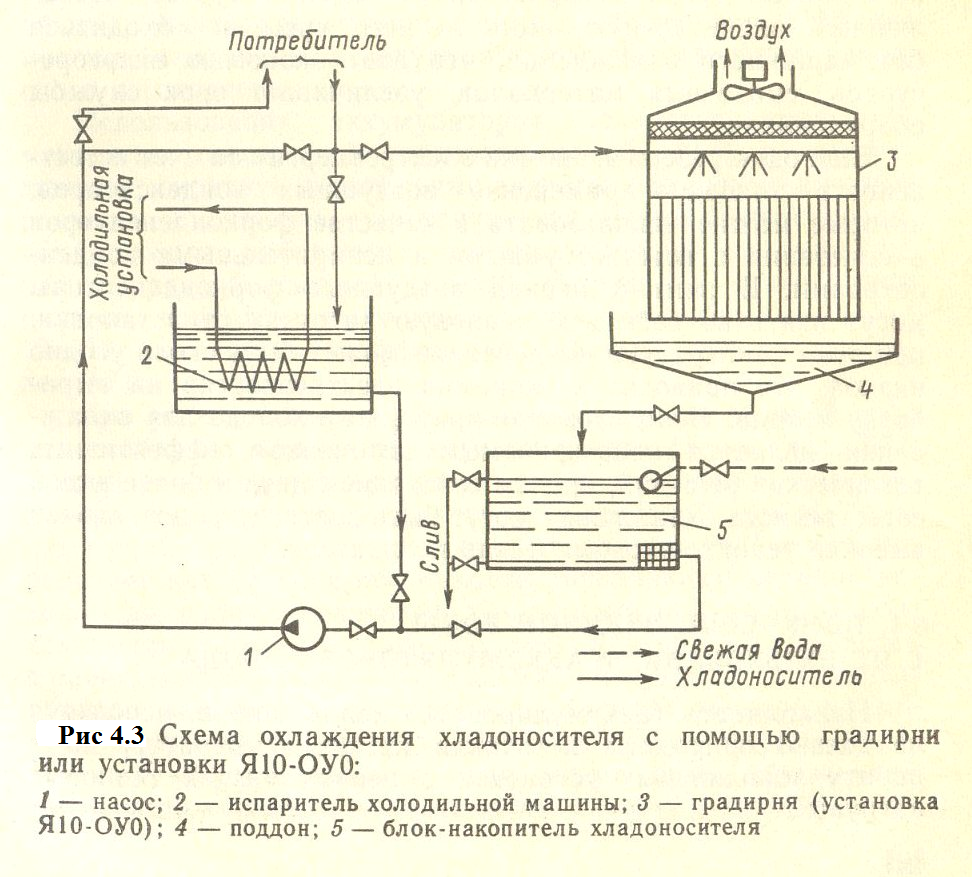
Компрессорные холодильные установки являются основными потребителями электроэнергии на предприятиях по переработке и хранению скоропортящихся пищевых продуктов, что требует изыскивать резервы для экономии энергоресурсов. Поскольку для большей части территории нашей страны характерны продолжительные зимы с низкими температурами воздуха, весьма перспективным направлением экономии энергоресурсов является широкое применение естественного холода. Отметим несколько направлений использования естественного холода.



Наиболее простым и распространенным способом является непосредственная подача холодного воздуха в камеры охлаждения или хранения продуктов, когда наружная температура воздуха равна или ниже требуемой в камерах. В наружных стенах делаются отверстия для забора воздуха с помощью вентилятора и выпуска его через лепестковый обратный клапан (рис. 4.1). Раздача воздуха в камере производится через воздуховод с регулируемыми окнами, которые автоматически закрываются шиберами при остановке вентилятора. Температура в камере поддерживается двухпозиционным реле температуры, включающим или отключающим вентилятор. При размещении в камере неупакованных продуктов на всасывании вентилятора необходимо установить фильтры очистки воздуха от пыли и микроорганизмов (например, ЛАИК СП-6/15 или ЛАИК СП-6/15А). Установлено, что в районах с относительной влажностью воздуха 85 % и выше в камерах с неупакованной продукцией можно применять наружный воздух без увлажнения. В других случаях предусматривается система увлажнения воздуха. Учитывая сезонность использования естественного холода, целесообразно сочетать в камерах оборудование для естественного и искусственного охлаждения. При работе с искусственным охлаждением в летний период отверстия в ограждениях закрываются теплоизолированными люками. Для основных районов массового выращивания картофеля и овощей период хранения совпадает с периодом устойчивого стояния достаточно низких температур наружного воздуха. В связи с этим получает широкое распространение способ хранения продукции насыпью в условиях активного вентилирования с использованием естественного холода. Подача наружного воздуха осуществляется вентилятором в воздуховод переменного сечения, расположенный под перфорированным полом хранилища (рис. 4.2). Подаваемый воздух увлажняется, проходит через продукты снизу вверх и удаляется из хранилища через дефлектор. Вентилятор и увлажнитель автоматически включаются в работу по сигналу от датчиков дифференцированных терморегуляторов при температуре наружного воздуха на 2…3°С ниже температуры, которую имеет масса продукта. Увлажнение воздуха осуществляется водяным паром или распылением воды. Оптимальные значения влажности воздуха перед поступлением к продукту 90 % и более, а удельного расхода воздуха на 1 т продукции — более 100 м3/ч.



В молочной промышленности также широко распространено охлаждение хладоносителя с помощью наружных теплообменных аппаратов или в градирнях. В качестве теплообменных аппаратов можно использовать стандартные воздухоохладители с высокой степенью оребрения и мощными вентиляторами (например, ВОГ-230), устанавливаемые вне помещения (на крыше компрессорного цеха). Учитывая ограниченное время работы теплообменных аппаратов, использующих природный холод, общая схема циркуляции хладоносителя (воды, рассолов) должна быть мобильной и иметь переключения в расчете на разные режимы работы: охлаждение хладоносителя только наружными теплообменными аппаратами; совместная работа наружных аппаратов и испарителей холодильной установки; охлаждение хладоносителя только в испарителях холодильной установки. В зимнее время ледяную воду можно получать в градирнях при полном или частичном отключении холодильного оборудования. На рис. 4.3 показана схема подключения градирни для охлаждения хладоносителя, работающая в трех режимах: аккумулирование холода в ночное время, контур циркуляции хладоносителя (градирня — бак — насос); охлаждение технологического оборудования аккумулированным холодом и подохлаждение хладоносителя в градирне; охлаждение хладоносителя в испарителе. Параметром, по которому выбирается тот или иной способ охлаждения, является температура хладоносителя, поступающего в технологические аппараты.



Стандартные градирни типа ГПВ используются для получения воды с температурой 1…4°С при наружной температуре воздуха –5 °С и ниже. Недостатком устройства пленочных градирен является льдообразование на элементах конструкции, что приводит к резкому уменьшению количества циркулирующего воздуха и. повышению температуры охлажденной воды. Этот недостаток устранен в установке марки Я10-ОУ0 для естественного охлаждения в зимнее время циркуляционной воды. Она обеспечивает охлаждение воды от 10 до 5±1°С при температуре окружающего воздуха от –5 °С и ниже. В летний период установка выполняет функции градирни в системе оборотного водоснабжения. Для периодического удаления льда предусмотрена система оттаивания. Градирня монтируется на открытой площадке с обеспечением свободного слива из поддона в блок накопления, при этом разность отметок между сливным патрубком поддона и уровнем воды в блоке накопления не менее 1 м.

Заслуживает особого внимания способ аккумуляции зимнего холода путем намораживания ледяных буртов, позволяющий значительную часть летнего времени обходиться без машинного охлаждения, что дает экономию энергоресурсов, смазочных материалов, увеличивает срок службы оборудования.

Еще один резерв экономии электроэнергии за счет естественного холода — применение воздушных конденсаторов, которые можно использовать в качестве форконденсаторов в сочетании с кожухотрубными и испарительными конденсаторами. В зимний период воздушные форконденсаторы могут взять на себя всю тепловую нагрузку от установки, при этом температура конденсации может быть сколь угодно низкой, что приводит к экономии электроэнергии на выработку холода. Использование природного холода для охлаждения является неисчерпаемым источником эффективных технических решений, причем сочетанием двух и более видов естественного охлаждения могут быть достигнуты достаточно высокие технико-экономические показатели.

В данном холодильнике примем первую схему с использованием естественного и искусственного холода. Устанавливаем оборудование в камере хранения охлажденной продукции.

Примерная стоимость установки

- центробежный вентилятор 8500 руб.

- воздуховоды, отводы, регулирующие окна 10000 руб.

- металлическая сетка 500 руб.

- монтаж 40000-50000 руб.

Итог: 60000-70000 руб.

Потребляемая мощность электродвигателя вентилятора 0,18 кВт, то есть в месяц потребляемая мощность равна 129,6 кВт. Цена на электроэнергию 3,05 руб/кВт ч., итого 395,28 руб. в месяц.

Когда потребление одного компрессора равняется 50,36 кВт, то есть в месяц потребление электроэнергии составляет 36259,2 кВт. Затраты составляют 110590,56 руб. в месяц. Плюс к затратам на холодильную установку входят:

- потребление электроэнергии двигателя вентилятора испарителя;

- потребление электроэнергии двигателя вентилятора конденсатора;

- потребление электроэнергии насоса;

- заработная плата механика по обслуживанию холодильных установок;

- затраты на освещение компрессорного цеха.

Тем самым срок окупаемости установки равняется 1-2 зимних месяца работы на естественном холоде.

**Заключение**

В результате выполненной работы произведено оптимальное размещение оборудования для централизованного холодоснабжения, камер хранения различных продуктов.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

62

В целях повышения экономической эффективности холодильных установок, в схеме использовалось современное оборудование, что позволило автоматизировать холодильную установку и создать благоприятные условия работы обслуживающего персонала.

Для отвода теплоты конденсации выбраны водяные вертикальные конденсаторы.

В камерах охлаждения и хранения охлажденной продукции, установлены воздухоохладители, что обусловлено более равномерным распределением температуры воздуха в камере, высоким значением коэффициента теплоотдачи от продуктов к воздуху при их термической обработке.

В специальной части выбрана схема использования естественного холода.

Проект холодильной установки хладокомбината ёмкостью 7500 т. в городе Новосибирске, выполнен в соответствии с современными требованиями по проектированию производственных холодильников.